

ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE

FAKULTA STROJNÍ

**ÚSTAV AUTOMOBILŮ, SPALOVACÍCH MOTORŮ A
KOLEJOVÝCH VOZIDEL**



BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

Úprava motoru Jawa 23 pro zvýšení výkonu

Modification of Jawa 23 engine to increase its power

AUTOR: Jakub Sedlář

STUDIJNÍ PROGRAM: Teoretický základ strojního inženýrství

VEDOUCÍ PRÁCE: Ing. Jindřich Hořenín

PRAHA 2019

I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Sedlář** Jméno: **Jakub** Osobní číslo: **456387**
Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**
Zadávací katedra/ústav: **Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel**
Studijní program: **Teoretický základ strojního inženýrství**
Studijní obor: **bez oboru**

II. ÚDAJE K BAKALÁŘSKÉ PRÁCI

Název bakalářské práce:

Úprava motoru Jawa 23 pro zvýšení výkonu

Název bakalářské práce anglicky:

Modification of Jawa 23 engine to increase its power

Pokyny pro vypracování:

Proveďte rešerši používaných výfuků u dvoutaktních motorů.
Popište možnosti úprav motorů JAWA 23 v návaznosti na pravidla soutěží.
Popište úpravy provedené na motoru. Proveďte výpočet výfuku několika metodami a ty mezi sebou porovnejte.
Proveďte výpočet výfuku pomocí programu GT-Power a porovnejte navrhované varianty. Navrhnete metodiku proměnění vlastností výfuku.
Vytvořte výrobní dokumentaci výfuku.

Seznam doporučené literatury:

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) bakalářské práce:

Ing. Jindřich Hořenin, ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel FS

Jméno a pracoviště druhé(ho) vedoucí(ho) nebo konzultanta(ky) bakalářské práce:

Datum zadání bakalářské práce: **29.04.2019**

Termín odevzdání bakalářské práce: **10.07.2019**

Platnost zadání bakalářské práce:


Ing. Jindřich Hořenin
podpis vedoucí(ho) práce


doc. Ing. Oldřich Vitek, Ph.D.
podpis vedoucí(ho) ústav/katedry


prof. Ing. Michael Valášek, DrSc.
podpis děkana(ky)

III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

Student bere na vědomí, že je povinen vypracovat bakalářskou práci samostatně, bez cizí pomoci, s výjimkou poskytnutých konzultací.
Seznam použité literatury, jiných pramenů a jmen konzultantů je třeba uvést v bakalářské práci.

2.5.2019
Datum převzetí zadání


Podpis studenta

Anotační list

Jméno autora:	Jakub Sedlář
Název bakalářské práce:	Úprava motoru Jawa 23 pro zvýšení výkonu
Title:	Modification of Jawa 23 engine to increase its power
Akademický rok:	2018/2019
Obor studia:	Teoretický základ strojního inženýrství
Ústav:	U12120 – Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel
Vedoucí bakalářské práce:	Ing. Jindřich Hořenín
Bibliografické údaje:	Počet stran: 85 Počet obrázků: 63 Počet grafů: 19 Počet příloh: 4
Klíčová slova:	dvoudobý motor, výfuk, Jawa 50, GT-Power
Keywords:	Two stroke engine, exhaust, Jawa 50, GT-Power
Anotace:	Tato práce se zabývá návrhem výfuku pro motor Jawa 23 upravený pro terénní závody. Cílem práce bylo seznámit se s problematikou výfuků dvoudobých motorů a následně v návaznosti na pravidla závodů a provedené úpravy na motoru provést návrh tvaru výfuků podle několika dostupných návodů. Dále byly tyto varianty mezi sebou porovnány. Ve druhé části práce byl vytvořen jednoduchý 1D model motoru a provedena optimalizace tvaru výfuku pro dosažení co nejlepších parametrů motoru. Cílem bylo seznámení se s 1D simulacemi a sestavení jednoduchého modelu motoru, který bude dále kalibrován a validován. Závěrem je uvedena možnost dalšího validování simulací výfuků prostřednictvím měření reálných parametrů.

Prohlášení

Prohlašuji, že jsem svou bakalářskou práci vypracoval samostatně, pouze za odborného vedení vedoucího praxe a konzultantů, a použil jsem pouze podklady uvedené v seznamu zdrojů.

V Praze dne

.....

Jakub Sedlář

Poděkování

Chtěl bych poděkovat panu Ing Jindřichu Hořenínovi za pomoc, cenné konzultace a vedení této práce. Dále bych rád poděkoval panu Ing. Vojtěchu Klírovi, Ph.D. za možnost provést měření výkonu motoru ve školních laboratořích a panu Ing. Pavlu Brynychovi, Ph.D. za cenné rady při tvorbě a následné kalibraci simulačního modelu motoru. Závěrem bych rád poděkoval rodičům za jejich veškerou podporu během studia i mimo něj.

Úvod	8
1. Princip funkce dvoudobého spalovacího motoru	9
1.1. Typy rozvodu motoru	9
1.1.1. Symetrický rozvod motoru	9
1.1.2. Nesymetrický rozvod motoru se sáním řízeným rotačním šoupátkem.....	10
1.1.3. Nesymetrický rozvod motoru se sáním řízeným jazýčkovým ventilem.....	10
1.2. Jednotlivé fáze pracovního oběhu dvoudobého motoru	11
1.2.1. Sání:.....	11
1.2.2. Komprese:	11
1.2.3. Expanze:	11
1.2.4. Výfuk:.....	11
1.3. Výhody dvoudobého motoru oproti čtyřdobému	12
1.4. Nevýhody dvoudobého motoru oproti čtyřdobému.....	12
2. Princip funkce výfuku dvoudobého motoru	12
3. Historie a vývoj výfuků dvoudobých motorů.....	13
4. Popis současného stavu výfuků	15
5. Terénní závody motocyklů Jawa 50	17
5.1. Historie	17
5.2. Současnost	18
6. Možnosti úprav v návaznosti na pravidla závodů	19
6.1. Kartery motoru	19
6.2. Kliková hřídel.....	20
6.2.1. Ojnice	20
6.3. Válec motoru	20
6.4. Hlava motoru.....	20
6.5. Karburátor	20
6.6. Spojka.....	20
6.7. Převodovka.....	20

6.8.	Sekundární převod.....	20
6.9.	Zapalování.....	20
6.10.	Výfuk.....	21
7.	Popis hotových úprav	21
7.1.	Válec motoru	21
7.2.	Hlava válce	23
7.3.	Ojnice	24
7.4.	Převodovka.....	24
7.5.	Primární převod.....	25
7.6.	Karburátor	26
7.6.1.	Zapalování	27
8.	Požadavky na výfuk	27
9.	Výpočet výfuku	28
9.1.	Základní parametry motoru	28
9.1.1.	Otáčky motoru	28
9.1.2.	Predikovaný výkon motoru	29
9.1.3.	Průměr výfukového kanálu.....	30
9.1.4.	Tabulka parametrů pro výpočty:.....	30
9.2.	Výpočet výfuku podle Jenningse.....	30
9.3.	Výpočet výfuku podle Bella.....	36
9.4.	Výpočet výfuku podle Blaira.....	42
10.	Výroba výfuků.....	48
10.1.	Tvorba podkladů pro výrobu	48
10.2.	Zakružování výpalků.....	50
10.3.	Svařování výfuků.....	51
11.	Měření výkonu motoru	52
12.	Výsledky měření.....	54
12.1.	Přesnost měření	55

12.2.	Výsledky měření s výfukem podle Jenningse	56
12.3.	Výsledky měření s výfukem podle Bella.....	56
12.4.	Výsledky měření s výfukem podle Blaira	57
12.5.	Srovnání variant výfuků	58
13.	Model motoru Jawa 50 v softwaru GT-Power	61
13.1.	Základní schéma motoru	61
13.2.	Parametry reálného motoru	62
13.2.1.	Sací trakt motoru	62
13.2.2.	Válcová jednotka motoru	63
13.2.3.	Průtočné plochy kanálů válce motoru	63
13.2.4.	Příprava směsi	64
13.2.5.	Vyplachovací křivka válce motoru.....	65
13.2.6.	Výfuk motoru	66
13.3.	Nastavení simulace.....	66
13.4.	Kalibrace modelu.....	66
13.5.	Ověření kalibrace.....	68
14.	Návrh optimalizovaného tvaru výfuku pomocí modelu motoru v GT-Power.....	70
14.1.	Volba parametrů pro optimalizaci	70
14.2.	Průběh optimalizace	71
14.3.	Výsledky optimalizace	72
15.	Měření vlastností výfuku.....	74
15.1.	Snímače teploty	75
15.2.	Snímače tlaku	75
15.3.	Snímač natočení klikového hřídele	76
16.	Závěr.....	77
17.	Zdroje	79
18.	Seznam použitých veličin.....	81
19.	Seznam obrázků, grafů, tabulek	82
20.	Přílohy	85

Úvod

Náplní práce je návrh výfuku pro motor Jawa 50 typ 23, který je již částečně upraven pro účast v terénních závodech.

Úvodní část práce popisuje princip funkce dvoudobého motoru a následně i jeho výfuku. Zároveň je stručně popsána historie vývoje výfuků od počátku až do dnešní podoby.

Následuje krátký náhled do historie závodů motocyklů Jawa 50, se zmíněním významných osob, které se na počátcích závodů podíleli.

Dále je proveden soupis možných úprav motoru v návaznosti na pravidla závodů a popsány úpravy na motoru již provedené.

V další části je proveden detailní výpočet výfuků podle běžně využívaných metod návrhu výfuku, tedy podle pánů Jenningse, Bella a Blaira. K těmto výpočtům je přiložen popis výroby až po finální svaření výfuků.

Následně je popsán průběh měření výkonových parametrů motoru s každou z vypočtených variant a jejich porovnání, s přihlédnutím k hotovým úpravám na motoru.

Poslední část práce se zabývá návrhem zjednodušeného modelu motoru v programu GT-Power. Tento model je následně kalibrován na základě reálně měřených parametrů a ověřena jeho funkčnost.

Na závěr práce je popsána metoda možné další kalibrace a validace modelu prostřednictvím měření reálných parametrů motoru.

1. Princip funkce dvoudobého spalovacího motoru

Dvoudobý spalovací motor je tepelný stroj, který prostřednictvím vnitřního spalování směsi vzduchu a paliva mění tepelnou energii expandujících spalin na energii mechanickou. Toto je prováděno díky přímočarému vratnému pohybu pístu, který roztáčí klikový hřídel a následně přes převodové ústrojí stroje pohání jeho kola.

Označení dvoudobý je použito především proto, že periodicky se opakující pracovní cyklus je rozdělen právě na dvě části. Každá z těchto částí probíhá při jednom ze zdvihů pístu, které společně vytvoří jedno otočení klikového hřídele o 360° .

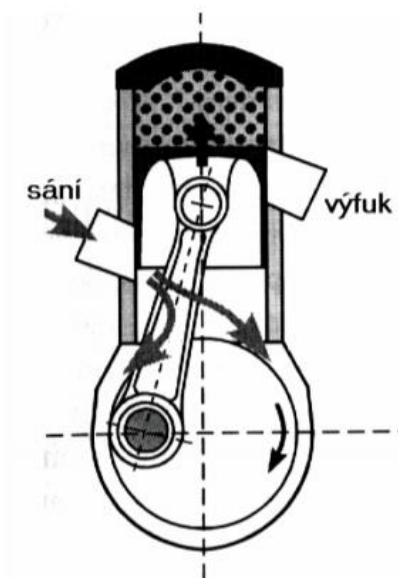
Mazání třecích ploch dvoudobého motoru je zajištěno olejem, který je přimícháván do benzínu (nejčastější poměr je 1:25 – 1:50) a tím pádem i do směsi nasávané motorem. Tato směs se po kontaktu se zahřátými plochami motoru odpařuje, olej na nich ulpívá a zajišťuje mazání plochy válce, ložisek klikového hřídele, ložisek ojnice i dalších exponovaných míst. [3]

1.1. Typy rozvodu motoru

Výměna směsi ve válci je u moderních dvoudobých motorů řešena třemi základními způsoby. Mimo tyto 3 nejběžněji používané metody existují ještě další, využívající například výfukové ventily, souprůdé vyplachování a mnoho dalšího. Ty ale nejsou v práci rozebírány. V případě výkonných dvoudobých motocyklových motorů, jsou tedy nejběžněji používané následující varianty.

1.1.1. Symetrický rozvod motoru

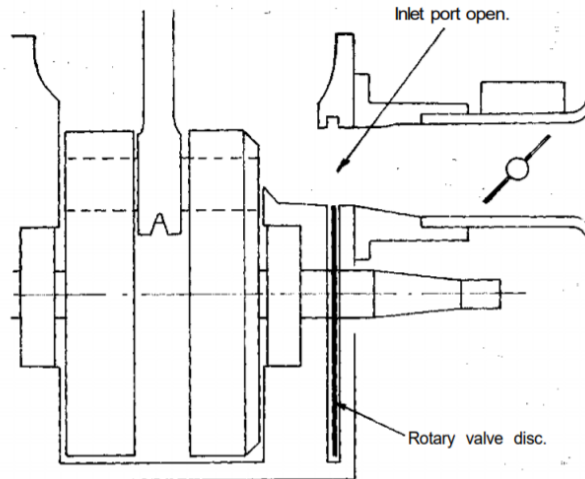
V případě symetrického rozvodu motoru se o řízení sání, přepouštění i výfuku stará píst, který v předem definovaných úhlech natočení klikového hřídele otevírá a zavírá okénka jednotlivých kanálů ve válci svým objemem. [3]



Obr. 1. Znárodnění symetrického rozvodu motoru [2]

1.1.2. Nesymetrický rozvod motoru se sáním řízeným rotačním šoupátkem

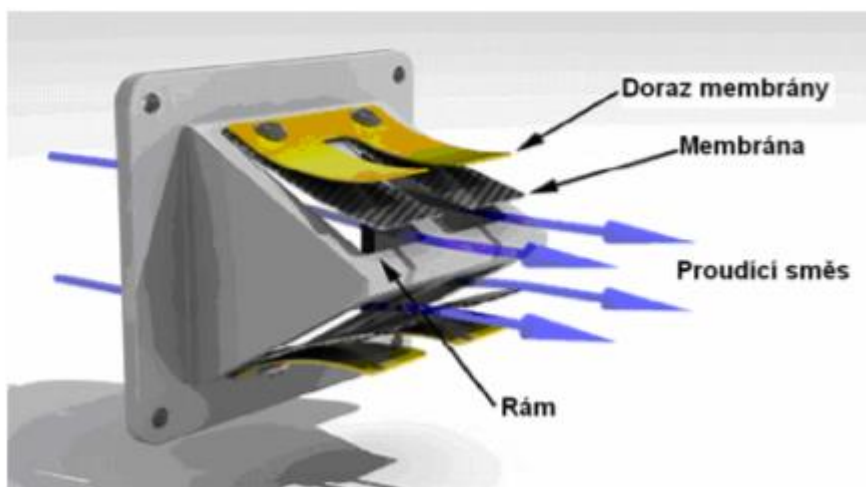
Modernější způsob řízení rozvodu motoru, kdy otevření a zavření sacího kanálu určuje svým výřezem disk rotačního šoupátka. Výhodou je možnost nesymetrického nastavení sání a tím pádem jeho lepší účinnost. [1] [2]



Obr. 2. Schématické zobrazení sání dvoudobého motoru, řízeného rotačním šoupátkem [3]

1.1.3. Nesymetrický rozvod motoru se sáním řízeným jazýčkovým ventilem

Moderním prvkem rozvodu dvoudobého motoru je použití jazýčkového ventilu na sání motoru. Výhodou oproti předešlým řešením je absence pevného mechanického nastavení otevření a zavření sacího kanálu. Jazýčkový ventil pracuje na principu podtlaku a zjednodušeně řečeno dovoluje motoru sát v průběhu celé otáčky klikového hřídele. Ve skutečnosti je časování sání motoru měněno v závislosti na otáčkách motoru právě podtlakem v prostoru klikové skříně a nedochází tedy k úniku čerstvé směsi zpět sacím kanálem. Nevýhodou je tlaková ztráta způsobená odporem jazýčků ventilu při vysokých otáčkách. Proto je toto řešení používáno především u motorů s požadavkem na vysokou hodnotu točivého momentu pracujících ve střední oblasti otáček. [3] [2]



Obr. 3. Princip funkce jazýčkového ventilu [12]

1.2. Jednotlivé fáze pracovního oběhu dvoudobého motoru

1.2.1. Sání:

Při pohybu pístu z dolní úvratí směrem k horní, dojde po uzavření přepouštěcích kanálů pístem k tvorbě podtlaku v prostoru klikového hřídele. Tento podtlak narůstá až do chvíle, kdy dojde zdvihem pístu k otevření sacího kanálu a čerstvá směs je díky podtlaku nasávána do klikového prostoru. V případě řízení sání rotačním šoupátkem, dochází k sání po otevření sacího kanálu výřezem v disku rotačního šoupátka. V případě řízení sání jazýčkovým ventilem, dochází k sání ihned po vzniku podtlaku v klikovém prostoru.

1.2.2. Komprese:

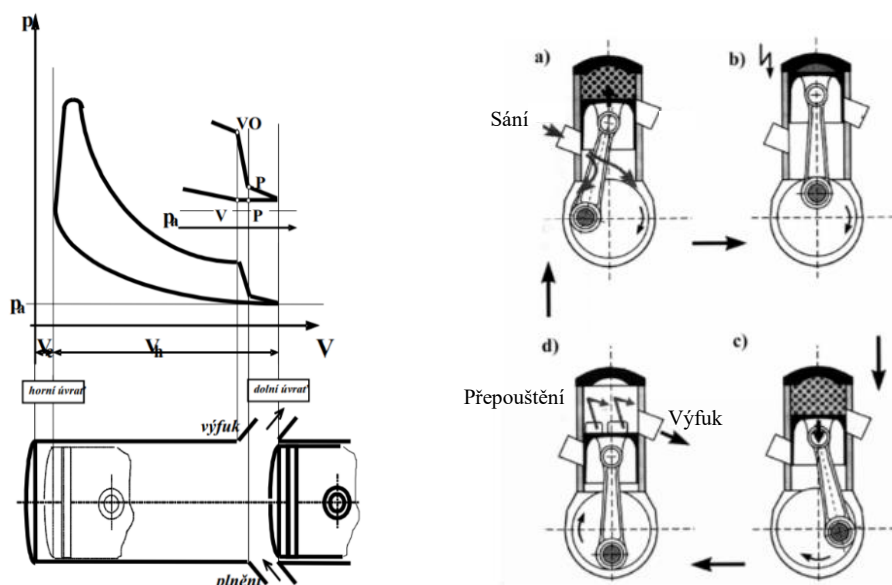
Souběžně se sáním, probíhá nad pístem dvoudobého motoru stlačování směsi paliva a vzduchu. Během této fáze není vykonávána práce a motor naopak spotřebovává kinetickou energii uloženou do setrvačných hmot motoru.

1.2.3. Expanze:

Po stlačení směsi nad pístem, dojde přibližně 15° před horní úvratí k zažehnutí stlačené směsi zapalovací svíčkou. Expandující spaliny tlačí na dno pístu a ten koná práci. Zároveň dochází ke stlačování směsi nasáté do prostoru klikové skříně.

1.2.4. Výfuk:

Píst se pohybuje od horní úvratí směrem k dolní. Přibližně 70° před dosažením dolní úvratí dochází k otevření výfukového kanálu. Spaliny proudí výfukovým kanálem ven z válce. Následně dochází k otevření přepouštěcích kanálů, kterými proudí stlačená směs z prostoru klikového hřídele. Tvar a úhel kanálů zajišťují vypláchnutí spalin z válce motoru a naplnění válce čerstvou směsí. [6]



Obr. 4. Schématické zobrazení pracovního oběhu dvoudobého motoru [2]

1.3. Výhody dvoudobého motoru oproti čtyřdobému

- 1) Jednoduchá konstrukce – malý počet dílů znamená nižší výrobní náklady a jednodušší výrobu
- 2) Nižší výkonová hmotnost – hmotnost motoru na 1kw výkonu je oproti čtyřdobým motorům nižší, to je dáno právě jednoduchou konstrukcí a nižším počtem dílů motoru
- 3) Vyšší měrný výkon – počet kilowat na jednotku objemu motoru by měl být v porovnání dvoudobého motoru s čtyřdobým motorem teoreticky dvojnásobný ve prospěch dvoudobého, ve skutečnosti ale vlivem ztrát paliva při výplachu a nedokonalého naplnění válce čerstvou směsí je vyšší cca o 10%
- 4) Rovnoměrnější průběh točivého momentu – díky dvojnásobnému počtu pracovních zdvihů se dvoudobý jednoválec vyrovná v pravidelnosti chodu čtyřdobému dvouválci, je proto možné použít méně setrvačné hmoty
- 5) Menší možnost poruchy při přetočení motoru – vlivem absence ventilů nehrozí kontakt se dnem pístu

1.4. Nevýhody dvoudobého motoru oproti čtyřdobému

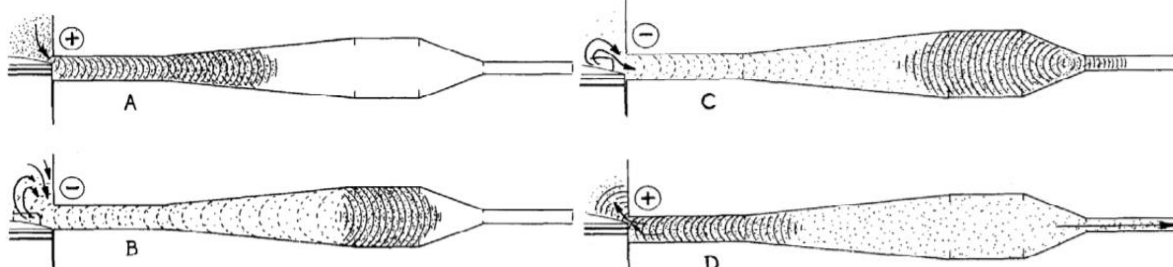
- 1) Vyšší měrná spotřeba paliva – je způsobena únikem části čerstvé směsi do výfuku při výplachu válce
 - 2) Vyšší spotřeba oleje – dána ztrátový mazáním motoru směsí
 - 3) Nepravidelný chod motoru v nízkých otáčkách – vlivem nedokonalého vypláchnutí válce motoru nedojde k zapálení stlačené směsi
 - 4) Vyšší obsah škodlivin ve výfukových plynech – vyplývá z předchozích tří bodů
 - 5) Větší tepelné namáhání dílů motoru – způsobené dvojnásobným počtem pracovních zdvihů
- [2]

2. Princip funkce výfuku dvoudobého motoru

Funkce výfuku u dvoudobého motoru je úzce spjata s tlakovými vlnami, které výfukem proudí. Tlaková vlna dosahuje rychlosti zvuku, ve výfuku je to v závislosti na teplotě a tlaku spalin přibližně 500 m/s. Primární myšlenka je využít tuto tlakovou vlnu a část čerstvé směsi, která při vyplachování unikla do výfuku, zatlačit zpět do válce motoru ještě před zavřením výfukového kanálu, což povede k většímu naplnění motoru. Toho je dosaženo právě specifickým tvarem výfukového potrubí. Ten se skládá z přímé trubky, rozšiřujícího difuzoru, přímé střední části, kužele a výletové přímé trubičky.

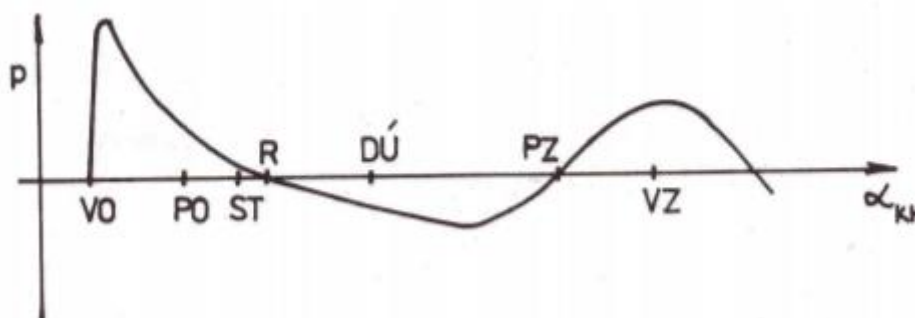
Po otevření výfukového kanálu vlna putuje přímou trubkou. (obr. 4/A) Až dorazí k difuzoru. Ten funguje z části jako otevřený konec potrubí, dojde proto k částečnému odrazu tlakové vlny zpět k válci motoru, ovšem teď už jako vlna podtlaková, která napomůže „vysátí“ spalin z válce motoru a vypláchnutí válce. (obr. 4/B)

Většina tlakové vlny ale pokračuje výfukovým potrubím dále až k kuželu, Ten působí jako uzavřený konec trubky. Vytvoří tedy odraz vlny, tentokrát jako přetlakové. (obr. 4/C) Ta se vrací celým výfukem zpět k válci motoru a zatlačí směs uniklou při vyplachování zpět do válce motoru. Toto nastane těsně před uzavřením výfukového kanálu což znamená, že přepouštěcí kanály jsou již zavřené a dojde k přeplnění válce motoru. (obr. 4/D) Celý děj je patrný z obrázku níže.



Obr. 5. Schématické zobrazení využití zpětné tlakové vlny ve výfuku dvoudobého motoru [5]

Z výše popsané teorie je patrné, že aby vlna skutečně dorazila k válci právě před uzavřením výfukového kanálu, je potřeba vzhledem k požadovaným otáčkám zvolit přesně danou délku výfuku. Přesto, že se používá kuželů s malým vrcholovým úhlem, tak aby byl časový průběh vlny co nejdelší. Motory s takto laděným výfukovým potrubím dosahují výkonových křivek s velmi malým rozsahem použitelných otáček.



Obr. 6. Znárodnění typického průběhu tlaku ve výfukovém kanálu dvoudobého motoru s laděným výfukovým potrubím [9]

Teorie ohledně výfuku a jeho proudění zní velice jednoduše, ovšem analýza chování těchto tlakových vln je i v dnešní době značně komplikovaná. Existuje několik základních vzorců, na základě kterých, je možné určit základní rozměry výfuku, ovšem přesné doladění se stále provádí pomocí experimentů a měření reálných výkonových výsledků motoru. [3], [1]

3. Historie a vývoj výfuků dvoudobých motorů

Zhruba do poloviny 20. století nebyla výfukům dvoudobých motorů věnována velká pozornost. Používala se rovná trubka s tlumičem hluku stejně jako u čtyřdobých motorů. To způsobovalo únik čerstvé směsi do výfuku, což vedlo k vysoké spotřebě, vysoké koncentraci škodlivin ve výfukových plynech a zhoršovalo účinnost motoru.

Prvním, kdo se začal zabývat tímto problémem byla německá značka DKW, konkrétně její konstruktér Erich Wolf. Ten se zaměřil na využití tlakové vlny a sestavil první expanzní komoru. Jednalo se o prostor se strmým kuželem, který sloužil k odrazu tlakové vlny zpět k válci motoru. Toto řešení při měření prokázalo vyšší výkonové parametry než výfuk tvořený rovnou trubkou.

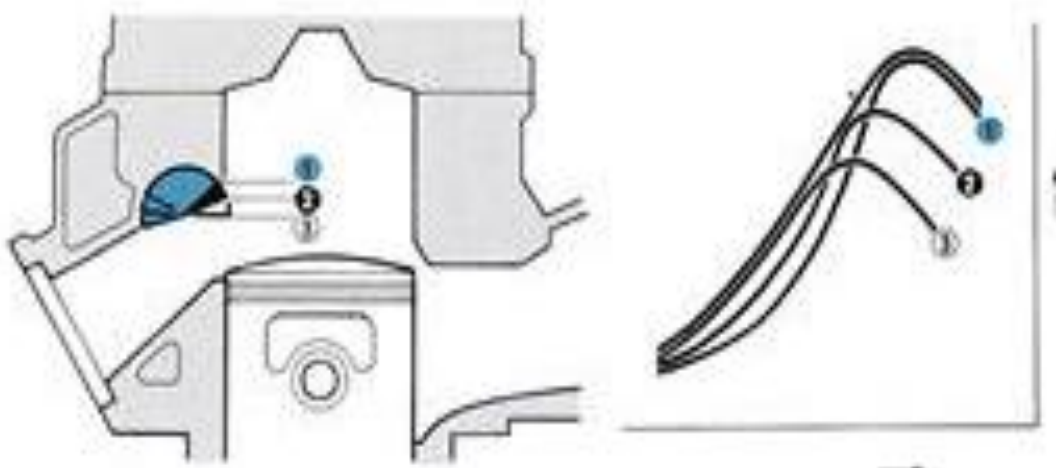
Na myšlenku pana Wolfa navázal okolo roku 1950 vedoucí závodního oddělení MZ, ing. Walter Kaaden. Ten zvolil poněkud vědecktější přístup a analyzoval velké množství variant výfuků rozličných délek a průměrů a porovnal spousty kuželů různých úhlů. Závěrem bylo zjištění, že laděný výfuk dokáže v určitém velmi úzkém rozsahu otáček fungovat jak rezonanční přepřínování. Výsledkem byl pro MZ nárůst výkonu motorů o cca 25 % a dosažení hranice 150kw na litr objemu motoru v roce 1961. To znamenalo překonání čtyřdobých motorů své doby.

Čáru přes rozpočet MZ udělala japonská Suzuki. Ta uplatila testovacího technika MZ Ernsta Degnera a získala od něj části motorů a spoustu zkušeností, které MZ během vývoje nashromáždila. Suzuki se díky tomu stala hned v následující roce mistrem světa.

Tato krádež byla pro další vývoj dvoudobých motorů klíčová, neboť v Evropě byl často nedostatek moderních technologií, který další vývoj zásadně brzdil.

Od této doby se ve vývoji dvoudobých motorů angažovali především výrobci motocyklů z Japonska. Výkony motorů byly vysoké, avšak rozsah použitelných otáček byl velmi malý. Hledaly se tedy cesty, jak využitelné pásmo otáček rozšířit a křivku výkonu udělat co nejplošší.

Z mnoha technických řešení, se jako použitelné nakonec ukázaly dvě varianty. Změna časování výfukového kanálu a změna objemu výfukové soustavy. Obě tyto varianty mají za cíl eliminovat propad výkonu motoru vybaveného laděným výfukovým systémem v nízkých otáčkách, na které není výfuk laděn.



Obr. 7. Systém proměnného časování výfukového kanálu YPVS od výrobce Yamaha [13]

Vzhledem k celkovému úpadku dvoudobých motorů se vývoj výfuků v posledních letech značně zpomalil a soustřeďuje se na zdokonalování již používaných systémů. Většina vývojového úsilí je směřována na zlepšování škodlivin produkovaných dvoudobými motory a poslední trendy se zabývají implementací vstřikování paliva do sféry dvoudobých motorů. Aktuálně například KTM se systémem TPI. [1], [3], [4]

4. Popis současného stavu výfuků

V současné době, kdy je kladen velký důraz na ekologičnost, šetrnost k životnímu prostředí a výrobci dvoudobých motorů jsou svazováni spoustou legislativních omezení, dochází k omezování produkce dvoudobých motorů. Dvoudobé motory zůstávají pouze tam, kde opravdu naplno vyniknou výhody oproti čtyřdobým a dokáží převážit jejich nevýhody. Jedná se tedy primárně o sportovní aplikace převážně v motocyklovém a motokárovém sportu, kde je požadavek na velký měrný výkon a nízkou výkonovou hmotnost. Dále zahradní technika, kde se uplatní nízká výkonová hmotnost a jednoduchá a levná konstrukce motoru.

V případě sportovních aplikací motorů se využívá expanzní komory výfuku různých tvarů podle příslušné aplikace motoru, v kombinaci s dnes velice běžným proměnným časováním výfukového kanálu. Rozdíly v tvaru jsou účelně podřízeny výkonovým požadavkům na motor, výrobním možnostem a zástavbovým podmínkám výfuku.



Obr. 8. Výfuk Scalvini pro motocykl KTM sx125, vyroben z plechových výlisků a zakružených komolých kuželů [14]



Obr. 9. Výfuk FMF pro motocykl KTM sx125, vyrobený z plechových výlisků [15]



Obr. 10. Výfuk IAME pro motokárový motor 125cm³ kategorie KZ, vyrobený ze zakružených komolých kuželů [16]

V případě aplikace motorů v zahradní technice není kladen zásadní důraz na dosažení vysokých výkonových parametrů. Důraz je kladen na dlouhou hodinovou výdrž strojů spojenou se snadnou údržbou a lehkou a malou konstrukční zástavbou motoru. Proto se expanzní komory neuplatňují. Výrobci využívají pouze tlumící schopnosti výfuku, případně dokáží vhodným tvarem upravit průběh krouticího momentu v nízkých otáčkách.



Obr. 11. Výfuk motorové pily Husqvarna [17]

5. Terénní závody motocyklů Jawa 50

5.1. Historie

Kořeny závodů motocyklů Jawa 50 sahají přibližně do 60. let 20. století. V těchto letech se úpravami motocyklů zabýval legendární konstruktér Jaroslav Walter, silniční stroje sedlali tovární jezdci František Boček a Bohumil Staša a motocykly se účastnili mistrovství, tehdy ještě Československé socialistické republiky. Souběžně se silničními Walter upravoval i terénní a soutěžní varianty, které byly určeny

především pro výchovu mládeže. Motocykly Jawa 50 byly chápány jako levná varianta závodění pro začínající jezdce a zároveň jako skvělá průprava pro vstup do světa závodění.

V 70. letech na svého otce navázal Martin Walter, který se zabýval úpravami motocyklů především pro motokros. Nechal tak vzniknout mimo jiné například čtyřstupňovou a později i pětistupňovou převodovku, pasující do sériových karterů motoru. Závodní válce motoru i převodovky pana Waltera doposud platí za velmi povedené a někteří závodníci jejich kopie nadále vyrábějí a používají. [7]



Obr. 12. Pohled na dobovou terénní úpravu stroje Jawa 50 [18]

5.2. Současnost

Od té doby prošly závody pionýrů značným vývojem, který je dán především globálním vývojem ve strojírenství a novými poznatky v konstrukci a výkonových úpravách dvoudobých motorů. V dnešní době se tak můžeme celkem běžně setkat s moderními konstrukčními prvky, jako je použití jazýčkového ventilu na sání motoru, hliníkovými válci s povrchovou úpravou Nikasil, šestistupňovými převodovkami a v extrémních případech i přívěrami na výfukovém kanálu válce motoru. Co se týče podvozku motocyklu, posledním trendem ve stavbě terénních strojů, je použití podvozku z motokrosových motocyklů třídy do 85cm³, který se zdá být ideálním kompromisem mezi hmotností a funkčností. Takto upravené speciály jsou schopny v případě terénních úprav dosahovat podle některých neověřených informací až 12kw výkonu. V případě silničních závodních motocyklů kategorie Jawa 50 GP je to až 15kw.

Po celou dobu je ovšem závodění na motocyklech Jawa 50 převážně zábavou pro konstruktérské nadšence. Aby bylo závodění i nadále přístupné širšímu okruhu nadšenců a byla zajištěna konkurenceschopnost, dochází v poslední době k omezování úprav pravidly.



Obr. 13. Pohled na současnou terénní úpravu stroje Jawa 50 Kurta Lindnera [19]

6. Možnosti úprav v návaznosti na pravidla závodů

Jelikož terénní závody pionýrů nepodléhají jednotným pravidlům, povolené úpravy se podle závodu liší. Přesto, že se pořadatelé snaží o sjednocení, ještě se to zcela nepodařilo. Aby bylo možné se účastnit více závodů, je třeba dělat některá kompromisní řešení, která samozřejmě snižují konkurenceschopnost stroje. Vzhledem k mému bydlišti jsem vybral okruh závodů, kterých bych se rád účastnil a podle těchto závodů sestavil soupis pravidel, které je nutné splnit.

6.1. Kartery motoru

Kartery motoru musí vycházet z originálních strojů Jawa 50 (typ 550, 555, 05, 20, 21, 23). Vnější vzhled musí být zachován původní. Odebírání a přidávání materiálu uvnitř karteru při zachování vnějšího vzhledu povoleno. Povoleny úpravy v místech uchycení k rámu (zesílení držáků) a vývodu startovací páky (zkrácení, zaslepení odlitku). Povinnost zachovat originální rozteč svorníků válce motoru (44x38mm).

6.2. Kliková hřídel

Kliková hřídel motoru musí vycházet z originálních strojů Jawa 50 (typ 550, 555, 05, 20, 21, 23). Odebírání materiálu soustružením a vrtáním povoleno. Povinnost zachovat původní zdvih 44 mm.

6.2.1. Ojnice

Povolena libovolná ojnice při zachování původní rozteče ok, tj. 100 mm.

6.3. Válec motoru

Odlitek válce musí vycházet z originálních strojů Jawa 50 (typ 550, 555, 05, 20, 21, 23). Vložka válce musí být zachována (ne Nicasil). Chlazení vzduchem. Povoleno zvětšení chladicí plochy žeber válce navařením na původní odlitek. Povoleno odstranění prvního chladicího žebra ze strany sacího kanálu k uchycení podložky nebo domečku klapky. Povoleno zkrácení odlitku válce. Další úpravy na vnější straně odlitku zakázány. Maximálně 8. výbrus válce, tj. vrtání 40,00 mm.

6.4. Hlava motoru

Hlava válce může být libovolná, při zachování chlazení vzduchem. Povinnost zachovat původní rozteč svorníků, tj. 44x38 mm.

6.5. Karburátor

Karburátor je možno použít libovolný.

6.6. Spojka

Spojka je použita libovolná, při zachování originálního víka spojky. Rozšiřovací podložky nejsou povoleny. Změna primárního převodu a převodového poměru povolena.

6.7. Převodovka

Převodovka je libovolná, při zachování počtu tří rychlostních stupňů. Systém řazení musí zůstat původní. Převodovka se musí vejít do originálních odlitků karterů motoru. Blokování převodových stupňů u vícerychlostních převodovek není povoleno.

6.8. Sekundární převod

Sekundární převod je libovolný

6.9. Zapalování

Zapalování libovolné. Musí se vejít do karterů motoru bez nutnosti jejich úprav.

6.10. Výfuk

Výfuk libovolný. Tlumič výfuku není povinný.

7. Popis hotových úprav

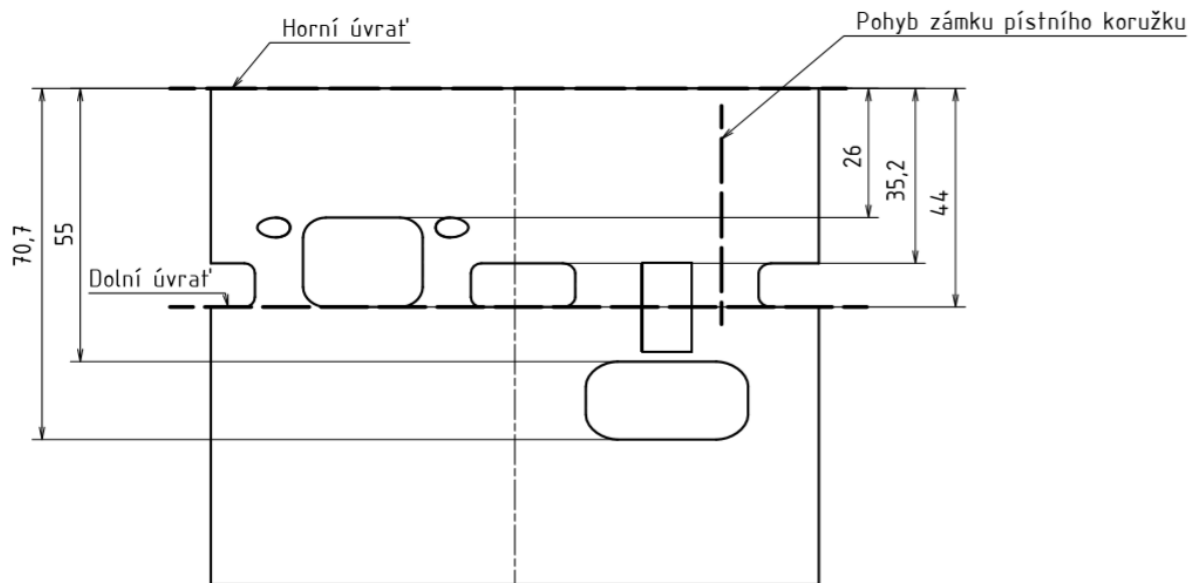
Základem mého již částečně upraveného motocyklu je Jawa 50 typ 23. Z tohoto motocyklu je použit motor, základní část rámu a podvozku a kola. Ostatní části jsou více či méně upraveny tak, aby stroj zvládal jízdu na terénní trati se spoustou nerovností, skoků a podobných překážek, na které není z výroby původně určen. Veškeré úpravy jsem prováděl svépomocí s omezením dostupného materiálu, času, znalostí, a především finančních prostředků, které jsem měl a mám. Vzhledem k povaze práce je níže popis hotových úprav na motoru motocyklu.

7.1. Válec motoru

Základ motoru tvoří upravený válec motoru. Bylo upraveno časování válce motoru s cílem dosažení lepšího vypláchnutí válce motoru a dosažení vyšších otáček motoru a jeho výkonu. Původní 2 přepouštěcí kanály byly upraveny a doplněny o tzv. boost kanál, který má za úkol urychlit vratné vyplachování ve válci pro práci při vysokých otáčkách. Zároveň, vzhledem k proudění směsi do kanálu skrz okénko v pístu dochází k chlazení dna pístu. Sériový výfukový kanál byl upraven a doplněn o 2 pomocné výfukové kanálky po stranách, tak aby byla zajištěna dostatečná průtočná plocha kanálu a zároveň nedocházelo k haváriím pístního kroužku při vytvoření příliš širokého jediného výfukového kanálu. Výsledné průtočné plochy upraveného válce byly změřeny z vytvořeného 3D modelu válce. Hodnoty originálního provedení válce pro porovnání jsem pro úsporu času převzal z diplomové práce Ing. Miroslava Stejskala. [9]

	Originální válec (mm ²)	Upravený válec (mm ²)	Rozdíl (%)
Sací kanál	312,5	479,3	53,38
Přepouštěcí kanály	177,7	415,5	133,82
Výfukový kanál	283,7	418,2	47,41

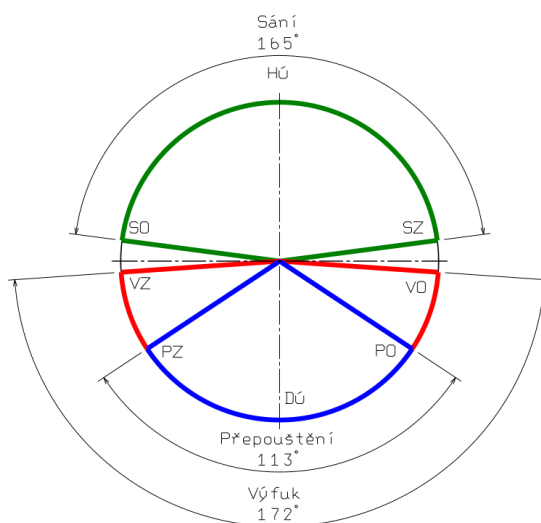
Tab. 1. Porovnání průtočných ploch kanálů sériového a upraveného válce



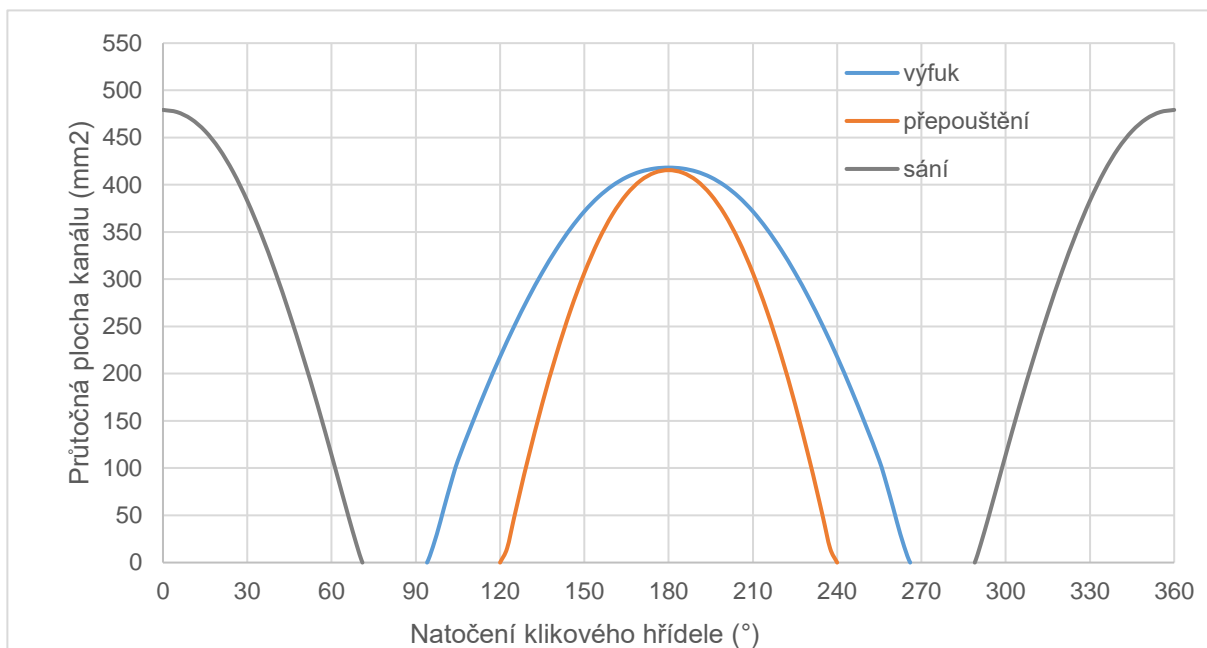
Obr. 14. Rozvin vnitřní plochy vložky válce



Obr. 15. Hotová úprava válce motoru



Obr. 16. Rozvodový diagram upraveného válce motoru



Graf 1. Závislost průtočné plochy kanálů na natočení klikového hřídele

7.2. Hlava válce

Hlava válce motoru je použita sériová, s úpravou pro zvětšení kompresního poměru, a tím i spalovacích tlaků a výkonu upravena. Jako rozumný kompromis mezi výkonem a životností motoru je při terénních závodech považován efektivní kompresní poměr 8:1. Efektivní objem motoru byl v návaznosti na úhel otevření výfukového kanálu stanoven na $29,5\text{cm}^3$. Pro tento efektivní objem motoru a požadovaný kompresní poměr byl spalovací prostor hlavy válce upraven na objem $4,2\text{ ml}$.



Obr. 17. Originální hlava válce, upravená pro zvětšení kompresního poměru [21]

7.3. Ojnice

Sériová ojnice byla zaměněna za ojnici značky CKR. Jedná se o nejčastěji používanou ojnici v upravených motorech Jawa 50. Tato ojnice používá pro uložení pístního čepu jehlové ložisko namísto původně použitého bronzového kluzného pouzdra. Bylo tak eliminováno riziko zadření pístního čepu vlivem vysokého namáhání.



Obr. 18. Ojnice CKR [22]

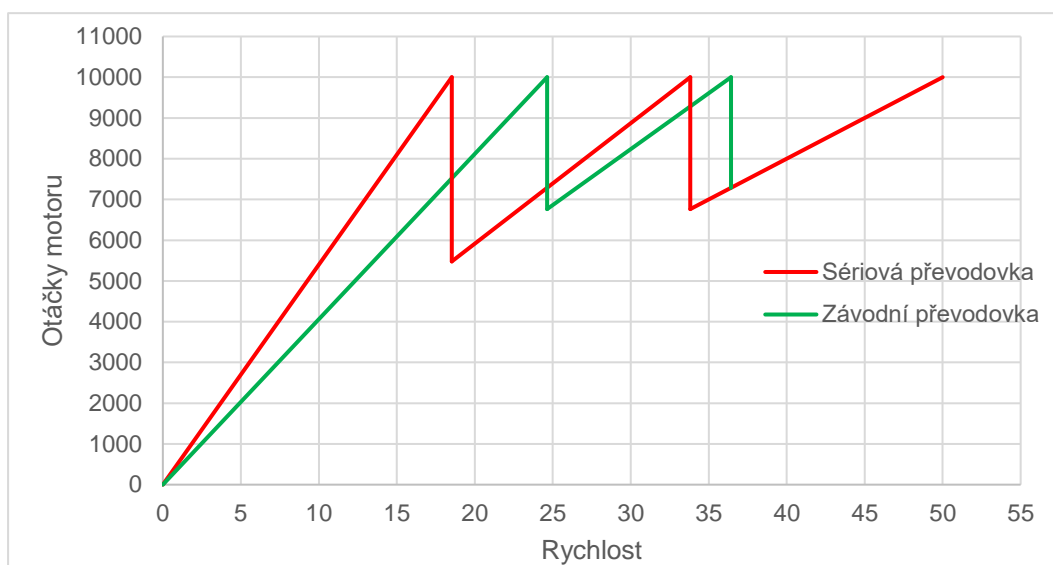
7.4. Převodovka

Sériová převodovka byla nahrazena speciální závodní převodovkou určenou pro upravené motory Jawa 50. Vzhledem k náročnosti vývoje a výroby zcela nové převodovky jsou možnosti výběru velmi omezené. Na trhu jsou k dostání 2 varianty převodovek. Varianta pro silniční a varianta pro terénní závody. Ty se mezi sebou liší odstupňováním jednotlivých převodových stupňů. Pro mou potřebu jsem tedy volil převodovku pro použití v terénu.



Obr. 19. Závodní převodovka [23]

Při použití závodní převodovky je zachován převodový poměr třetího rychlostního stupně a převodové poměry prvního a druhého rychlostního stupně jsou upraveny tak, aby pokles otáček při přeřazení dokázal udržet upravený motor v oblasti použitelných otáček.



Graf 2. Porovnání rozložení převodových stupňů sériové a závodní převodovky

7.5. Primární převod

Z důvodu zvýšení pracovních otáček motoru a povaze tratí terénních závodů, kde se maximální rychlost pohybuje okolo 50 km/h, bylo nutné změnit celkový převodový poměr hnací soustavy motocyklu. Konstrukční a rozměrové omezení nedovolovalo provést změnu v rámci sekundárního převodu a bylo tedy nutné změnit i převodový poměr převodu primárního. To bylo provedeno záměnou řetězového kola na klikovém hřídeli motoru. Snížení počtu zubů ze 14 na 9, společně se zachovanou osovou vzdáleností hřídelí znamenalo nutnost zkrácení řetězu o přesně jeden článek.



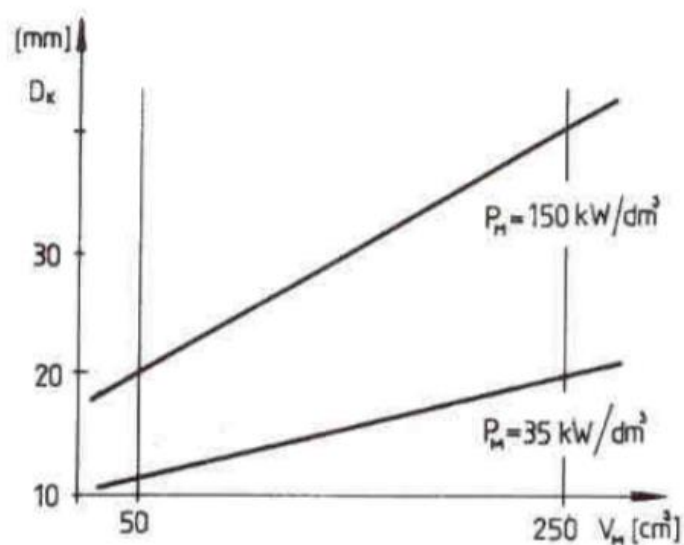
Obr. 20. Pohled na upravený primární převod motoru Jawa 50

7.6. Karburátor

Karburátor byl použit značky DellOrto, typ PHBG21. Jedná se o karburátor s průměrem difuzoru 21 mm a centrální plovákovou komorou. Tento typ jsem zvolil pro jeho snadnou dostupnost a dostatek příslušenství pro jeho optimální nastavení a ladění. Velikost difuzoru byla zvolena v závislosti na předpokládaném výkonu motoru, který činí 6 kW, což činí 120 kW / dm³ viz. výpočtová část dále, a grafu uvedeném níže. Zároveň bylo uvažováno následné další zvyšování výkonu motoru.



Obr. 21. Karburátor DellOrto PHBG21 [24]



Obr. 22. Graf závislosti velikosti karburátoru na objemu motoru a maximálním výkonu [9]

7.6.1. Zapalování

Sériové kladívkové zapalování motoru bylo nahrazeno bezkontaktním tyristorovým zapalováním. Hlavním důvodem pro tuto změnu byla eliminace nespolehlivosti původně používaného kladívka na sériovém provedení. Tuto nespolehlivost způsobovaly vysoké otáčky upraveného motoru společně s nečistotami do zapalování vnikaly během závodu. Pro cenovou dostupnost, ověřenou funkčnost a malé rotační hmoty byla zvolena kopie zapalování firmy Selettra, které se používá v motocyklech KTM sx50. Výhodou kopie je výrazně nižší cena zapalování, která podle zkušeností nemá na funkčnost vliv a pro upravený motor Jawa 50 zcela vyhovuje. Vzhledem k rozdílnému uchycení statoru zapalování bylo nutné vytvořit mezikus pro uchycení zapalování do karterů motoru. Po této úpravě zapalování pasuje do motoru bez problémů.



Obr. 23. Zapalování Selettra pro motocykl KTM sx50 [25]

8. Požadavky na výfuk

Jak bylo popsáno na začátku práce, výfuk má u dvoudobých motorů zásadní vliv na maximální hodnotu výkonu i točivého momentu a zásadně ovlivňuje jeho průběh. Pro různé aplikace motoru se tedy jeho tvar může výrazně lišit. Před samotným návrhem je třeba si určit požadavky na výfuk s přihlédnutím k výrobním možnostem.

Vzhledem k použití motoru pro terénní závody, je potřeba aby motor disponoval dostatkem točivého momentu již od nižších otáček. Zároveň je potřeba široké spektrum využitelných otáček pro jízdu na nezpevněném povrchu, kde se budou náhle měnit adhezní podmínky. Dalším velkým omezením je převodovka motoru, která s nízkým počtem převodových stupňů důležitost širokého spektra využitelných otáček ještě umocňuje. Zároveň by měl být výfuk co nejlehčí a současně dostatečně odolný, aby vydržel pády a strkanice, kterým se při kontaktních závodech nelze úplně vyhnout.

Naproti tomu jde ale snaha o co možná nejjednodušší výrobu, která bude zvládnutelná v domácích podmínkách a nebude příliš finančně nákladná. Výroba výfuku například z plechových výlisků tedy nepřipadala v úvahu.

Po shrnutí těchto výše uvedených požadavků bylo rozhodnuto vyrobit výfuk formou zakružených kuželů z plechu o tloušťce stěny 1 mm.

9. Výpočet výfuku

Před samotným výpočtem jednotlivých variant výfuků, je třeba si určit některé ze základních parametrů motoru. Ty vychází z jeho konstrukce, případně již provedených úprav, a na výslednou podobu výfuku mají zásadní vliv.

9.1. Základní parametry motoru

9.1.1. Otáčky motoru

Prvním a zásadním parametrem jsou otáčky, ve kterých bude motor pracovat. Tato hodnota je omezena kombinací několika různých parametrů a není možné ji jednoduše zcela přesně určit.

Maximální otáčky motoru jsou omezeny střední pístovou rychlostí motoru. Střední pístová rychlost motoru představuje střední hodnotu rychlosti, jakou se vůči sobě pohybují píst motoru, respektive pístní kroužek, a plocha válce motoru. Hodnotu střední pístové rychlosti se vypočte pomocí následujícího vzorce:

$$v_{stř} = \frac{2 \cdot z \cdot n}{60}$$

$v_{stř}$ – střední pístová rychlost [m/s]

z – zdvih motoru [m]

n – otáčky motoru [1/min]

Jako limitní je při kombinaci litinová vložka válce – litinový pístní kroužek považována hodnota 20 m/s. Vzhledem k životnosti motoru a bezpečnosti vůči přetočení motoru během závodu, je zvolena hodnota 18 m/s. [5]

Úpravou výše uvedeného vzorce dostaneme vztah pro výpočet maximálně přípustných otáček motoru.

$$n_{max} = \frac{60 \cdot v_{stř-max}}{2 \cdot z}$$

n_{max} – maximální přípustné otáčky motoru [1/min]

$v_{stř-max}$ – limitní střední pístová rychlost [m/s]

z – zdvih motoru [m]

Dosažením je zjištěna hodnota maximálně přípustných otáček motoru

$$n_{max} = \frac{60 \cdot 18}{2 \cdot 0,044}$$

$$n_{max} = 12\,000 \frac{1}{min}$$

Pracovní otáčky motoru jsou u závodních motorů dány maximem točivého momentu a výkonu motoru a tvarem jejich výsledné křivky průběhu. U dvoutaktních motorů jsou tyto parametry značně ovlivněny právě výfukem a lze tedy určit pouze hodnotu pracovních otáček, které byly cílem při návrhu ostatních komponent motoru. Především jde o úhly otevření a zavření výfukového a přepouštěcích kanálů, dále jen „časování“. Na základě návrhu válce a analýzy hodnot časování v odstavci výše je jako pracovní otáčky motoru zvolena oblast okolo 9 000 ot/min.

9.1.2. Predikovaný výkon motoru

Dalším parametrem promlouvajícím do návrhu a tvaru výfuku je numericky zjištěná předpokládaná hodnota výkonu motoru. Tato hodnota se vypočte podle následujícího vzorce.

$$p_{me} = \frac{P_{pr} \cdot n_c}{n \cdot V_z}$$

p_{me} – střední efektivní tlak [MPa]

P_{pr} – predikovaný výkon motoru [kW]

n_c – počet otáček 1 pracovního cyklu [-]

n – otáčky motoru [$\frac{ot}{min}$]

V_z – zdvihový objem motoru [dm^3]

Úpravou vzorce se získá vztah

$$P_{pr} = \frac{p_{me} \cdot n \cdot V_z}{n_c}$$

Jako neznámá ve výpočtu vystupuje střední efektivní tlak motoru. Přesná hodnota není změřena a je proto zvolen přibližný efektivní tlak na základě zkušeností a podkladů, kdy pro sportovní 2 taktní maloobjemové motory je obvyklá hodnota okolo 115 psi. [3] Hodnota výpočtového tlaku je tedy po převedení 0,8 MPa. Dosažením získáme hodnotu předpokládaného výkonu motoru.

$$P_{pr} = \frac{0,79 \cdot 9000 \cdot 50 \cdot 10^{-3}}{60}$$

$$P_{pr} = 5,925 \text{ kW} \cong 6 \text{ kW}$$

Tato hodnota se jeví jako reálně dosažitelná a je tedy považována za správnou.

9.1.3. Průměr výfukového kanálu

Výpočet výfuku je rovněž závislý na průměru vyústění kanálu z válce motoru. Je třeba klást důraz na co nejhladší spojení na sebe navazujících částí a pokud možno eliminovat všechny hrany, schody a jiné překážky. Proto je důležité zvolit průměr kolene výfuku stejného průměru jako je vyústění výfukového kanálu z válce. Průměr vyústění z válce byl při výrobě navrhnut na hodnotu 29 mm tak, aby byla zachována průtočná plocha kanálu a přechod na kruhový průřez byl dostatečně plynulý.

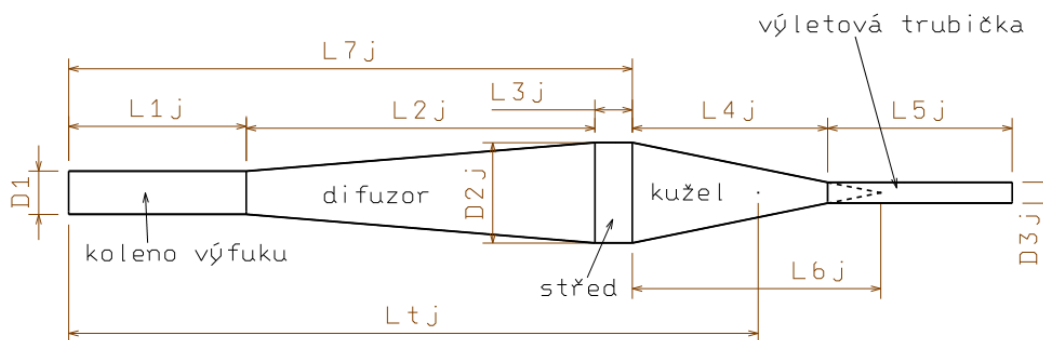
9.1.4. Tabulka parametrů pro výpočty:

Úhel otevření výfuku:	172°
Pracovní otáčky motoru:	9000 ot/min
Predikovaný výkon motoru:	6 kW
Průměr kolene výfuku	29 mm
Plocha výfukového kanálu	418,2 mm ²

Tab. 2. Základní parametry motoru pro výpočty

9.2. Výpočet výfuku podle Jenningse

První varianta výpočtu výfuku je provedena podle návodu Gordona Jenningse. [5] Ten ve své publikaci popisuje výpočet výfuku krok za krokem a zároveň vysvětluje související principy při návrhu výfuku.



Obr. 24. Schématické zobrazení výfuku podle Jenningse

Prvotním výpočtem metodou podle Jenningse je stanovení tzv. laděné délky výfuku. Tato délka stanovuje vzdálenost od okna výfukového kanálu až po střední bod kuželu výfuku a je popsána následující rovnicí.

$$L_{tj} = \frac{E_o \cdot c_{wj} \cdot 83,34}{n}$$

L_{tj} – laděná délka [mm]

E_o – úhel otevření výfukového kanálu [°]

c_{wj} – rychlost tlakové vlny [m/s]

n – otáčky motoru [-]

Neznámou ve výpočtu je rychlost tlakové vlny. Pro tu je v metodě Jenningse stanovena hodnota 1700 ft/sec, z které převedením získáme hodnotu 518 m/s.

$$L_{tj} = \frac{172 \cdot 518 \cdot 83,34}{9000}$$

$$L_{tj} = 825,22 \cong 825 \text{ mm}$$

Dosažením je vypočtena hodnota laděné délky podle Jenningse 825 mm.

Střední průměr výfuku je zároveň největším průměrem celého výfuku a je dán průměrem kolene výfuku.

Rovnice pro výpočet středního průměru výfuku

$$D_{2j} = \sqrt{6,25 \cdot D_1^2}$$

D_{2j} – střední průměr výfuku podle Jenningse [mm]

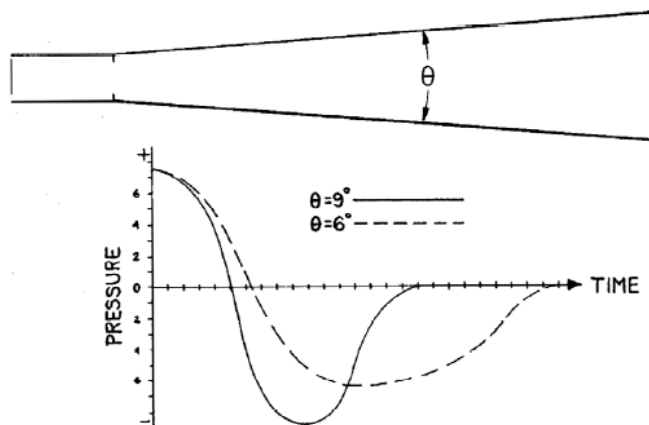
D_1 – průměr kolene výfuku [mm]

$$D_{2j} = \sqrt{6,25 \cdot 29^2}$$

$$D_{2j} = 72,5 \cong 73 \text{ mm}$$

Dosažením je vypočten střední průměr výfuku podle Jenningse 73 mm

Délka difuzoru výfuku u výpočtu podle Jenningse je dána rozdílem středního průměru výfuku, průměre kolene výfuku a úhlem difuzoru. Tento úhel je volen z tabulky podle povahy používání motoru a především převodů, jelikož úhel difuzoru má přímý vliv na tvar křivky výkonu motoru. Jak je patrné z obrázku níže, ostřejší úhel difuzoru má z následek zúžení a zvýšení intenzity přetlakové vlny, která vyústí v užší rozsah výkonové křivky motoru a naopak.



Obr. 25. Vliv úhlu difuzoru na průběh tlaku ve výfuku [5]

	Silniční závodní motory	Motokrosově motory malých objemů	Motokrosově motory velkých objemů
Úhel difuzoru (°)	8-10	7-8	5-7

Tab. 3. Přibližné hodnoty úhlů difuzoru podle Jenningse [5]

Délka difuzoru je popsána rovnicí

$$L_{2j} = \frac{D_{2j} - D_1}{2} \cdot \cotg(\alpha_j)$$

L_{2j} – délka difuzoru výfuku podle Jenningse [mm]

D_{2j} – střední průměr výfuku podle Jenningse [mm]

D_1 – průměr kolene výfuku [mm]

α_j – úhel rozevření difuzoru podle Jenningse [°]

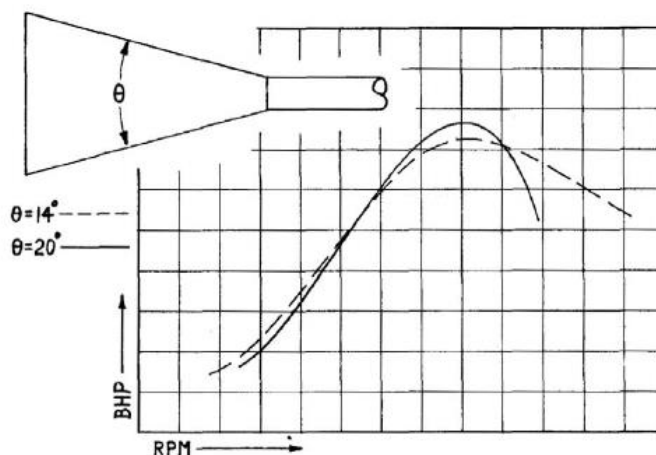
Pro aplikaci výfuku na motoru malého objemu pro terénní závody se dle tabulky nabízí interval 7-8 stupňů. Vzhledem k upravené převodovce s jemnějším odstupňováním převodových stupňů je pro další výpočet zvolena varianta difuzoru s úhlem 8° .

$$L_{2j} = \frac{72,5 - 29}{2} \cdot \cotg(8)$$

$$L_{2j} = 311 \text{ mm}$$

Po dosazení je spočtena délka difuzoru rovnající se 311 mm.

Pro další výpočty metodou podle Jenningse je třeba zjistit teoretickou délku kuželu až po jeho špičku. Ta je dána středním průměrem výfuku a úhlem kužele. Tento úhel je opět hodnotou volenou, podobně jako úhel difuzoru. Strmější kužel znamená vyšší maximální výkon za cenu užší výkonové křivky motoru. Zde Jennings uvádí pravidlo, podle kterého by úhel kužele měl být přibližně dvojnásobkem úhlu difuzoru, ovšem v intervalu 14-20°.



Obr. 26. vliv úhlu kužele na průběh výkonu motoru [5]

Na základě tohoto a zvoleného úhlu difuzoru je dán úhel kužele následující rovnicí

$$\beta_j = 2 \cdot \alpha_j$$

α_j – úhel rozevření difuzoru podle Jenningse [°]

β_j – úhel rozevření kužele podle Jenningse [°]

$$\beta_j = 2 \cdot 8$$

$$\beta_j = 16^\circ$$

Na základě těchto údajů je dále spočítána teoretická délka kužele podle následující rovnice

$$L_{6j} = \left(\frac{D_{2j}}{2}\right) \cdot \cotg(\beta_j)$$

L_{6j} – teoretická délka kužele podle Jenningse [mm]

D_{2j} – střední průměr výfuku podle Jenningse [mm]

β_j – úhel rozevření kužele podle Jenningse [°]

$$L_{6j} = \left(\frac{72,5}{2}\right) \cdot \cotg(16)$$

$$L_{6j} = 257,93 \cong 258 \text{ mm}$$

Pro výpočet dalších rozměrů je třeba určit délku kolene výfuku. Ta má jako ostatní rozměry výfuku významný vliv na průběh a hodnotu točivého momentu a výkonu motoru a podle Jenningse zde platí

pravidlo, delší koleno znamená plynulejší nástup výkonu a naopak. Délka kolene je vypočtena následující rovnicí

$$L_{1j} = D_1 \cdot k_{kj}$$

L_{1j} – délka kolene podle Jenningse [mm]

D_1 – průměr kolene výfuku [mm]

k_{kj} – koeficient pro výpočet délky kolene podle Jenningse [-]

Neznámá konstanta k_{kj} je podle Jenningse volena z intervalu hodnot v rozmezí 6-11. Vzhledem k povaze používání motoru se nabízí dlouhé výfukové koleno pro snadnější práci s otáčkami motoru na kluzkém povrchu tratí. Na opačné straně ovšem stojí skutečnost, že chceme z malého motoru získat co nejvyšší točivý moment a výkon. Proto je zvolena kompromisní hodnota 8,5. Dosazením do rovnice je vypočtena délka kolene výfuku

$$L_{1j} = 29 \cdot 8,5$$

$$L_{1j} = 246,5 \cong 247 \text{ mm}$$

Dalším rozměrem pro konstrukci výfuku podle Jenningse je délka výfuku od válce motoru po začátek kužele. Ta se vypočte odečtením poloviny teoretické délky kužele od laděné délky výfuku, tedy

$$L_{7j} = L_{tj} - \frac{L_{6j}}{2}$$

L_{7j} – délka výfuku od hrany pístu po kužel dle Jenningse [mm]

L_{tj} – laděná délka výfuku dle Jenningse [mm]

L_{6j} – teoretická délka kužele podle Jenningse [mm]

Po dosazení do rovnice je tedy stanovena délka prvních tří částí výfuku

$$L_{7j} = 825,22 - \frac{257,93}{2}$$

$$L_{7j} = 696,25 \cong 696 \text{ mm}$$

Tento rozměr je nyní možno dosadit do rovnice a určit délku střední přímé části výfuku.

$$L_{7j} = L_{1j} + L_{2j} + L_{3j}$$

Úpravou vzorce dostaneme vztah

$$L_{3j} = L_{7j} - L_{2j} - L_{1j}$$

L_{3j} – délka střední části výfuku podle Jenningse [mm]

L_{7j} – délka výfuku po kužel dle Jenningse [mm]

L_{2j} – délka výfuku po kužel dle Jenningse [mm]

L_{1j} – délka výfuku po kužel dle Jenningse [mm]

$$L_{3j} = 696,25 - 246,5 - 311$$

$$L_{3j} = 138,7 \cong 139 \text{ mm}$$

Délka střední části výfuku tedy vychází rovna 139 mm.

Následuje výpočet výletové trubičky výfuku, kde do výpočtu opět vstupuje koeficient, který je volen z intervalu 0,58 – 0,62. V tomto případě je více než k přesnému výpočtu ale třeba přihlídnout k reálně dostupnému rozměru. Výroba tvarově přesné trubičky o vnitřním průměru bude za běžných okolností velice náročná, nebo při nejmenším velmi drahá. Samotný průměr je definován rovnicí

$$D_{5j} = D_1 \cdot k_{vj}$$

D_{3j} – průměr výletové trubičky dle Jenningse [mm]

D_1 – průměr kolene výfuku [mm]

k_{vj} – koeficient průměru výletové trubičky podle Jenningse [-]

Kde po dosazení získáme rovnici

$$D_{3j} = 29 \cdot (0,58 \div 0,62)$$

$$D_{3j} = (16,82 \div 17,98) \text{ mm}$$

Rovnicí je tedy vypočten interval hodnoty průměru výletové trubičky v rozmezí 16,82 až 17,98mm. Vzhledem k jednoduchosti výroby a nízké váze, kterou od výfuku očekáváme, je pro výrobu jako nejvhodnější varianta zvolena bezešvá ocelová trubka 20x1.

Skutečná délka kužele výfuku je dána středním průměrem výfuku, průměrem výletové trubičky výfuku a úhlem rozevřená kužele. Hodnotu popisuje rovnice

$$L_{4j} = \frac{D_{2j} - D_{3j}}{2} \cdot \cotg(\beta_j)$$

L_{4j} – skutečná délka kužele dle Jenningse [mm]

D_{2j} – střední průměr výfuku dle Jenningse [mm]

D_{3j} – průměr výletové trubičky výfuku dle Jenningse [mm]

β_j – úhel rozevření kužele dle Jenningse [°]

Kde po dosazení získáme rovnici

$$L_{4j} = \frac{72,5 - 18}{2} \cdot \cotg(16)$$

$$L_{4j} = 194 \text{ mm}$$

Délka výletové trubičky je popsána rovnicí

$$L_{5j} = D_{5j} \cdot k_{vj}$$

L_{5j} – délka výletové trubičky dle Jenningse [mm]

D_{5j} – průměr výletové trubičky dle Jenningse [mm]

K_{vj} – koeficient průměru výletové trubičky podle Jenningse [mm]

Pro výpočet délky výletové trubičky je předepsán koeficient k_{vj} roven 12, s informací, že je možné trubičku později zkracovat a pozorovat změny chování motoru. Dosazením je tedy získána hodnota délky výletové trubičky dle Jenningse

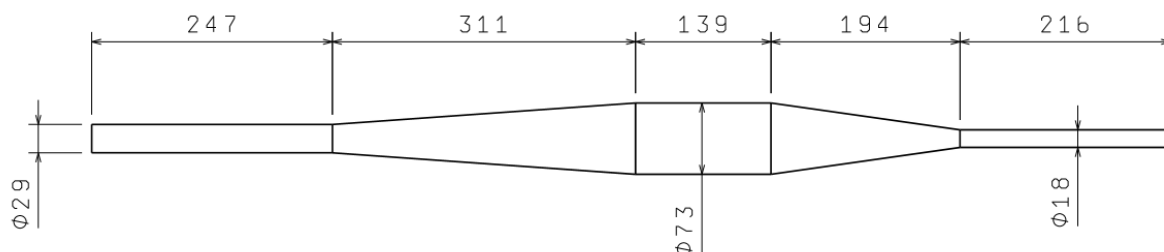
$$L_{5j} = 18 \cdot 12$$

$$L_{5j} = 216 \text{ mm}$$

Z výše uvedených vztahů a vzorců byly získány následující rozměry výfuku

D1	D2j	D3j	L1j	L2j	L3j	L4j	L5j
29 mm	73 mm	18 mm	247 mm	311 mm	139 mm	194 mm	216 mm

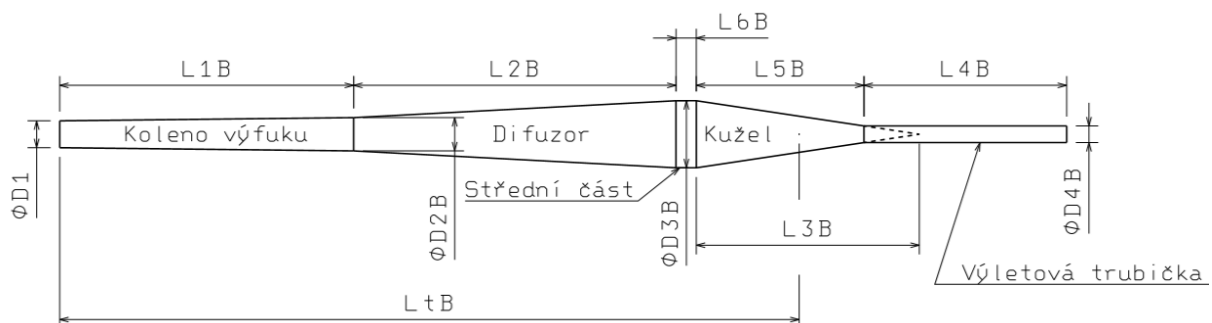
Tab. 4. Tabulka rozměrů výfuku podle Jenningse



Obr. 27. Schématický náčrt výfuku podle Jenningse

9.3. Výpočet výfuku podle Bella

Druhá varianta výpočtu výfuku je provedena podle návodu Grahama Bella [3]



Obr. 28. Schématické zobrazení výfuku podle Bella

Prvotním výpočtem varianty podle Bella je výpočet laděné délky potrubí. Jedná se stejně jako v případě výpočtu podle Jenningse o délku od hrany výfukového kanálu po teoretický střed výšky kužele výfuku. Tato délka je popsána následující rovnicí.

$$L_{tB} = \frac{E_o \cdot 42\,545}{n}$$

L_{tB} – laděná délka výfuku podle Bella [mm]

E_o – interval otevření výfukového kanálu [°]

n – otáčky motoru [-]

$$L_{tB} = \frac{172 \cdot 42\,545}{9000}$$

$$L_{tB} = 813,08 \text{ mm} \cong 813 \text{ mm}$$

Dosazením je vypočtena hodnota laděné délky podle Bella 813 mm.

Následuje výpočet délky kolene výfuku. Tady Bell zmiňuje, že neexistuje žádná přesná možnost výpočtu a při vychází z konstant volených dle tabulky níže a průměru kolene výfuku.

Cylinder size (cc)	Road race		Motocross & Enduro	
	single stage	multi-stage	single stage	multi-stage
50-80	8.5-9.5	8-9	10-11	8.5-9.5
100-125	7.8-8.5	6.5-7.5	7.8-8.5	6.5-7.5
175-250	7.3-8.3	6.5-7.5	9-10	8.2-9.2
350-500			8.5-9.5	7.5-8.5

Obr. 29. Tabulka koeficientů pro výpočet délky kolene výfuku podle Bella [3]

Délka kolene je potom popsána následující rovnicí.

$$L_{1B} = D_1 \cdot k_{BL1}$$

L_{1B} – délka kolene výfuku podle Bella [mm]

D_1 – průměr kolene výfuku [mm]

K_{BL1} – koeficient délky kolene podle Bella [-]

Pro jednostupňový výfuk použitý pro terénní závody je zvolen koeficient 11. Je volena horní hranice pro možnost případného zkracování při ladění

$$L_{1B} = 29 \cdot 11$$

$$L_{1B} = 319 \text{ mm}$$

Dosazením je vypočtena hodnota délky kolene podle Bella 319 mm.

Následuje výpočet průměru kolene výfuku při vyústění do difuzoru. Bell popisuje že kuželové koleno není nezbytně nutné ovšem jeho použitím dojde k rozšíření použitelného pásma otáček motoru. To je jeden z požadavků, který je na výfuk kladen, a proto je i za cenu složitější výroby kuželové koleno použito. Úhel kužele je volen z intervalu 1,15 až 1,55 stupně. Zároveň je doporučeno pro malé úhly difuzoru volit i malé úhly kuželovitosti kolene. Pro zvolený úhel difuzoru, který bude zmíněný dále, je tedy zvolen úhel kuželovitosti 1,15°.

Průměr kolene na vyústění do difuzoru je tedy popsán následující rovnicí.

$$D_{2B} = \frac{L_{1Bskut} \cdot 2}{\cotg \alpha} + D_1$$

D_{2B} – průměr kolene výfuku při vyústění do difuzoru podle Bella [mm]

L_{1Bskut} – skutečná délka přímé části kolene podle Bella [mm]

D_1 – průměr kolene výfuku [mm]

α_B – vrcholový úhel kuželového kolene podle Bella [-]

Neznámou ve vzorci je skutečná délka kolene podle Bella. Tato délka je dána konstrukčním provedením válce motoru a připojení výfuku k válci motoru. Získáme ji odečtením délky výfukového kanálu a délky zahnuté části kolene výfuku od teoretické délky kolene výfuku. Skutečná délka kolene činí 170 mm.

$$D_{2B} = \frac{170 \cdot 2}{\cotg 1,15} + 29$$

$$D_{2B} = 35,8 \text{ mm} \cong 36 \text{ mm}$$

Dosazením je vypočtena hodnota průměru kolene výfuku při vyústění do difuzoru podle Bella 36 mm.

Střední průměr výfuku, a tedy i největší průměr expanzní komory je volen podle průměru výfukového kanálu na válci a počátečním průměrem kolene výfuku a je popsán následující rovnicí.

$$D_{3B} = D_1 \cdot 2,5$$

D_{3B} – průměr střední části výfuku podle Bella [mm]

D_1 – průměr kolene výfuku [mm]

$$D_{3B} = 29 \cdot 2,5$$

$$D_{3B} = 73 \text{ mm}$$

Dosazením je vypočtena hodnota průměru střední části výfuku podle Bella 73 mm.

Výpočet délky difuzoru je závislý na jeho počátečním a koncovém průměru společně s úhlem rozevření. Tento úhel je volen z tabulky hodnot doplněných komentářem vysvětlujícím vliv kuželovitosti na průběh výkonu. Velký vrcholový úhel kužele způsobí nárůst maximální hodnoty výkonu na úkor rozsahu a průběhu a naopak. Vzhledem ke stanoveným požadavkům na výfuk je volen úhel na spodní hranici možného intervalu, tedy 3°.

Cylinder size (cc)	Diffuser angle (degrees)					
	single stage	Road race			Motocross & Enduro	
		two stage	three stage		single stage	two stage
50-80	6.5 to 7	4.5 & 7	4 & 6 & 8	3 to 3.5	3 & 5	
100-125	6.5 to 7.5	4.5 & 7.5	4.5 & 7 & 9	4 to 4.8	3.3 & 6	
175	6.5 to 7.5	4.5 & 7	4.5 & 7 & 10	3.5 to 4,5	3.5 & 6	
250	7 to 7.5	4.5 & 7	4.5 & 7 & 10	4 to 4.5	4 & 7	
350-500				4 to 5	3.5 & 6	

Obr. 30. Tabulka doporučených úhlů difuzoru [3]

Délka difuzoru je poté dána následující rovnicí.

$$L_{2B} = \frac{D_{3B} - D_{2B}}{2} \cdot \cotg\beta_B$$

L_{2B} – délka difuzoru výfuku podle Bella [mm]

D_{3B} – střední průměr výfuku podle Bella [mm]

D_{2B} – průměr kolene výfuku při vyústění do difuzoru podle Bella [mm]

β_B – vrcholový úhel difuzoru podle Bella [-]

$$L_{2B} = \frac{72,5 - 36}{2} \cdot \cotg 3$$

$$L_{2B} = 350,28 \text{ mm} \cong 350 \text{ mm}$$

Po dosazení do rovnice získáme délku difuzoru podle Bella 350 mm.

Obdobný vliv na průběh výkonu jako difuzor má podle Bella kužel výfuku. S rostoucím vrcholovým úhlem kužele bude růst maximální hodnota výkonu na úkor jeho průběhu. Úhel kužele je volen z tabulky doporučených hodnot, opět na spodní hranici intervalu, tedy 8,5°.

Cylinder size (cc)	Baffle angle	
	Road race	Motocross & Enduro
50-80	10.5-12	8.5-9.5
100	10.5-12	9-10
125	9.5-12	8.5-10
175	10-12	8-10
250	10-12	7.5-10
350-500	'	9-11

Obr. 31. Tabulka doporučených hodnot kužele podle Bella [3]

Teoretická délka kužele je tedy popsána následující rovnicí.

$$L_{3B} = \frac{D_{3B}}{2} \cdot \cot g \gamma_B$$

L_{3B} – teoretická délka kužele výfuku podle Bella [mm]

D_{3B} – průměr střední části výfuku podle Bella [mm]

γ_B – vrcholový úhel kužele výfuku podle Bella [-]

$$L_{3B} = \frac{72,5}{2} \cdot \cot g 8,5$$

$$L_{3B} = 228,87 \text{ mm} \cong 229 \text{ mm}$$

Po dosazení získáme teoretickou délku kužele 229 mm.

Průměr a délka výletové trubičky není podle návodu Bella počítána, ale pouze volena z tabulky hodnot.

Je doporučeno volit střední hodnoty z intervalu ty případně měnit při dalším ladění.

Cylinder size (cc)	Stinger length (mm)	Inside dia. (mm)
50-80	205-230	17-19
100	230-250	19-21
125	265-290	22-24
175	270-295	25-27
250	280-305	26-28
350-500	285-310	27-29

Obr. 32. Tabulka doporučených délek a průměrů výletové trubičky [3]

Pro naši aplikaci je tedy zvolen průměr $D_{4B} = 18 \text{ mm}$ a délka $L_{4B} = 220 \text{ mm}$

Na základě vypočtených hodnot lze nyní určit skutečnou délku kužele. Ta je popsána následující rovnicí.

$$L_{5B} = \frac{D_{3B} - D_{4B}}{2} \cdot \cot g \gamma_B$$

L_{5B} – skutečná délka kužele výfuku podle Bella [mm]

D_{3B} – střední průměr výfuku podle Bella [mm]

D_{4B} – průměr výletové trubičky výfuku podle Bella [mm]

γ_B – vrcholový úhel kužele podle Bella [°]

$$L_{5B} = \frac{72,5 - 18}{2} \cdot \cotg 8,5$$

$$L_{5B} = 182,33 \text{ mm} \cong 182 \text{ mm}$$

Po dosazení získáváme skutečnou délku kužele 182 mm.

Posledním rozměrem potřebným pro výrobu výfuku je délka střední přímé části. Ta vychází z laděné délky výfuku a získáme ji odečtením od této hodnoty délky zbylých částí výfuku. Hlavní funkcí přímé části je právě dosažení potřebné délky výfuku. Rozměr je popsán následující rovnicí.

$$L_{6B} = L_{tB} - (L_{1B} + L_{2B} + \frac{L_{3B}}{2})$$

L_{6B} – délka střední části výfuku podle Bella [mm]

L_{1B} – délka kolene výfuku podle Bella [mm]

L_{2B} – délka difuzoru výfuku podle Bella [mm]

L_{3B} – teoretická délka kužele podle Bella [mm]

$$L_{6B} = 813 - (319 + 350 + \frac{242,5}{2})$$

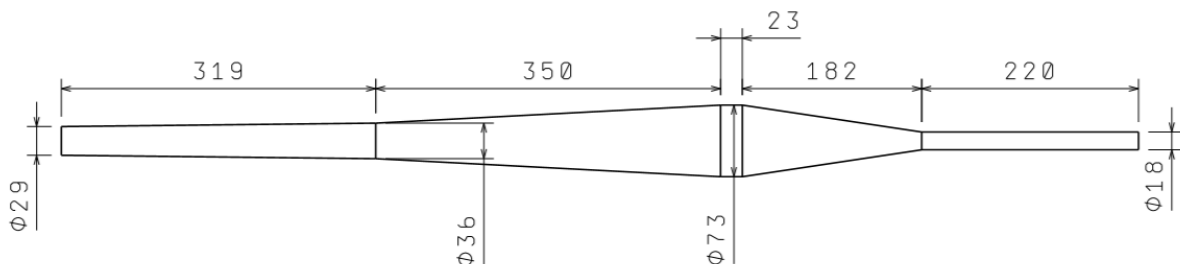
$$L_{6B} = 22,75 \cong 23 \text{ mm}$$

Po dosazení získáme délku střední části výfuku 23 mm.

Z výše uvedených vztahů a vzorců byly získány následující rozměry výfuku

D1	D2b	D3b	D4b	L1b	L2b	L4b	L5b	L6b
29 mm	36 mm	73 mm	18 mm	319 mm	350 mm	220 mm	182 mm	23 mm

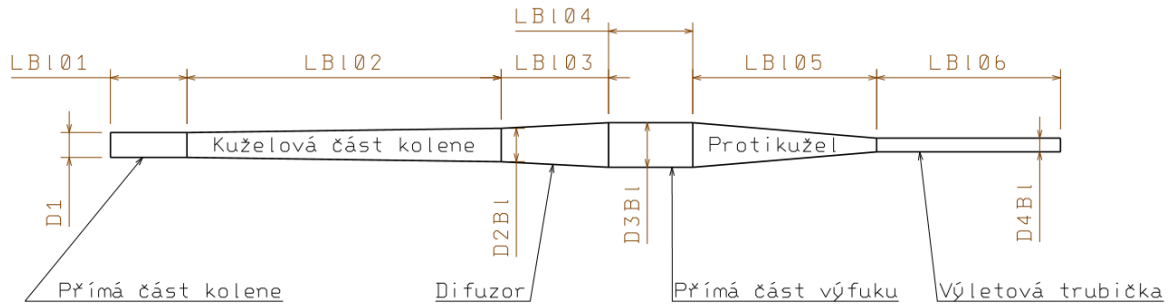
Tab. 5. Tabulka rozměrů výfuku podle Bella



Obr. 33. Schématický nákres výfuku podle Bella

9.4. Výpočet výfuku podle Blaira

Třetí varianta výpočtu je provedena podle návodu Gordona Blaira. Ten své výpočty více než na tabulkových podkladech, zakládá na výpočtech všech parametrů pomocí rovnic. Přístup k výpočtu se zdá mnohem vědecktější. [1], [10]



Obr. 34. Schématický náčrt výfuku podle Blaira

Nejprve je nutné vypočítat hodnotu měrného efektivního tlaku motoru. To je provedeno z předem určených parametrů motoru, dosazených do následující rovnice.

$$p_{BME} = \frac{60\,000 \cdot P}{V_z \cdot 10^3 \cdot n}$$

p_{BME} – střední efektivní tlak motoru podle Blaira [bar]

P_{pr} – predikovaný výkon motoru [kW]

V_z – zdvihový objem motoru [dm³]

n – pracovní otáčky motoru [$\frac{1}{min}$]

$$p_{BME} = \frac{600\,000 \cdot 6}{0,05 \cdot 10^3 \cdot 9000}$$

$$p_{BME} = 8 \text{ bar}$$

Po dosazení získáme střední efektivní tlak podle Blaira 8 bar.

Následuje výpočet průměrné teploty výfuku, který je určen následující rovnicí. Ta byla dle Blaira získána díky reálným měřením výfuků.

$$T_k = 534,76 \cdot e^{0,0485 \cdot p_{BME}}$$

T_k – průměrná teplota výfuku podle Blaira [K]

p_{BME} – střední efektivní tlak motoru podle Blaira [bar]

$$T_k = 534,76 \cdot e^{0,0485 \cdot 8}$$

$$T_k = 788,1 \cong 788 \text{ K}$$

Po dosazení získáme průměrnou teplotu výfuku podle Blaira 788 K.

Nyní je možné vypočítat rychlost vzduchu ve výfukovém potrubí. Ta vychází z výše zjištěné teploty výfuku a je popsána následující rovnicí.

$$a_0 = \sqrt{401,8 \cdot T_k}$$

a_0 – rychlost zvuku ve výfukovém potrubí podle Blaira [m/s]

T_k – teplota výfuku podle Blaira [K]

$$a_0 = \sqrt{401,8 \cdot 788}$$

$$a_0 = 562,73 \cong 563 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Po dosazení získáme rychlost zvuku ve výfuku podle Blaira 563 m/s.

Následuje výpočet laděné délky výfuku. Ta je dána rychlostí zvuku ve výfukovém potrubí, úhlem otevření výfukového kanálu a pracovními otáčkami motoru. Výpočet laděné délky potrubí je dán následující rovnicí.

$$L_{tBl} = \frac{1000 \cdot a_0 \cdot E_o}{12 \cdot n}$$

L_{tBl} – laděná délka výfuku podle Blaira [mm]

E_o – interval otevření výfukového kanálu [°]

n – pracovní otáčky motoru [-]

a_0 – rychlost zvuku ve výfukovém potrubí podle Blaira [m/s]

$$L_{tBl} = \frac{1000 \cdot 563 \cdot 172}{12 \cdot 9000}$$

$$L_{tBl} = 896,2 \cong 896 \text{ mm}$$

Dosazením je vypočtena hodnota laděné délky podle Blaira 896 mm.

Dalším výpočtem je tzv. efektivní průměr výfuku. Ten slouží pro další výpočet průměrů výfuku a jedná se o zjištění průměru trubky válcovitého průřezu, jejíž plocha bude stejná s plochou výfukového kanálu. Efektivní průměr výfuku je tedy popsán následující rovnicí.

$$d_{EXD} = \sqrt{\frac{4 \cdot S_e}{\pi}}$$

d_{EXD} – efektivní průměr výfuku podle Blaira [mm]

S_e – plocha plně otevřeného výfukového kanálu [mm²]

$$d_{EXD} = \sqrt{\frac{4 \cdot 418,2}{\pi}}$$

$$d_{EXD} = 23,07 \cong 23,1 \text{ mm}$$

Dosazením do rovnice získáme efektivní průměr výfuku podle Blaira 23,1 mm.

Následuje výpočet tří konstant, které jsou dále použity pro výpočet průměrů jednotlivých částí výfuku. Vzorce pro výpočet těchto konstant jsou velice podobné, a proto jsou kvůli přehlednosti napsány souhrnně.

$$K_0 = 1,0322 \cdot e^{-0,0498 \cdot p_{BME}}$$

$$K_1 = 1,9899 \cdot e^{-0,0581 \cdot p_{BME}}$$

$$K_2 = 0,08439 \cdot e^{0,1226 \cdot p_{BME}}$$

p_{BME} – střední efektivní tlak motoru podle Blaira [bar]

K_0 – konstanta pro výpočet průměrů výfuku podle Blaira 1 [-]

K_1 – konstanta pro výpočet průměrů výfuku podle Blaira 2 [-]

K_2 – konstanta pro výpočet průměrů výfuku podle Blaira 3 [-]

$$K_0 = 1,0322 \cdot e^{-0,0498 \cdot 6,7}$$

$$K_1 = 1,9899 \cdot e^{-0,0581 \cdot 6,7}$$

$$K_2 = 0,08439 \cdot e^{0,1226 \cdot 6,7}$$

$$K_0 = 0,693$$

$$K_1 = 1,250$$

$$K_2 = 2,250$$

Po dosazení získáváme hodnoty konstant pro výpočty K_0 rovno 0,693, K_1 rovno 1,250 a K_2 rovno 2,250.

Nyní je možné začít počítat reálné rozměry výfuku. Jako první je výpočet průměru kolene výfuku. Ten je dán následující rovnicí.

$$D_{1Bl} = K_1 \cdot d_{EXD}$$

D_{1Bl} – průměr kolene výfuku podle Blaira [mm]

K_1 – konstanta pro výpočet průměrů výfuku podle Blaira 2 [-]

d_{EXD} – efektivní průměr výfuku podle Blaira [mm]

$$D_{1Bl} = 1,250 \cdot 23,1$$

$$D_{1Bl} = 28,85 \cong 29 \text{ mm}$$

Dosažením je vypočtena hodnota průměru kolene výfuku podle Blaira 29 mm. Tato hodnota se shoduje s průměrem vyústění výfukového kanálu z válce motoru.

Následuje výpočet průměru střední části výfuku. Tato hodnota je popsána následující rovnicí.

$$D_{3Bl} = K_2 \cdot d_{EXD}$$

D_{3Bl} – průměr střední části výfuku podle Blaira [mm]

K_2 – konstanta ro výpočet průměrů výfuku podle Blaira 3 [-]

d_{EXD} – efektivní průměr výfuku podle Blaira [mm]

$$D_{3Bl} = 2,25 \cdot 23,1$$

$$D_{3Bl} = 51,93 \cong 52 \text{ mm}$$

Dosažením je vypočtena hodnota průměru střední části výfuku podle Blaira 52 mm.

Průměr výletové trubičky je podle Blaira popsán následující rovnicí.

$$D_{4Bl} = K_0 \cdot d_{EXD}$$

D_{4Bl} – průměr výletové trubičky výfuku podle Blaira [mm]

K_0 – konstanta ro výpočet průměrů výfuku podle Blaira 1 [-]

d_{EXD} – efektivní průměr výfuku podle Blaira [mm]

$$D_{4Bl} = 0,693 \cdot 23,1$$

$$D_{4Bl} = 15,99 \cong 16 \text{ mm}$$

Dosažením je vypočtena hodnota průměru výletové trubičky výfuku podle Blaira 16 mm.

Následujícím krokem ve výpočtu je zjištění délek jednotlivých částí výfuku. Rovnice jsou opět velice obdobné, proto je uvedu souhrnně.

$$L_{Bl01} = 0,1 \cdot L_{tBl}$$

$$L_{Bl02} = 0,41 \cdot L_{tBl}$$

$$L_{Bl03} = 0,14 \cdot L_{tBl}$$

$$L_{Bl04} = 0,11 \cdot L_{tBl}$$

$$L_{Bl05} = 0,24 \cdot L_{tBl}$$

$$L_{Bl06} = 0,24 \cdot L_{tBl}$$

L_{Bl01} – délka přímé části kolene výfuku podle Blaira [mm]

L_{Bl02} – délka kuželové části kolene výfuku podle Blaira [mm]

L_{Bl03} – délka difuzoru výfuku podle Blaira [mm]

L_{Bl04} – délka střední části výfuku podle Blaira [mm]

L_{Bl05} – délka kužele výfuku podle Blaira [mm]

L_{Bl06} – délka výletové trubičky výfuku podle Blaira [mm]

L_{Bl} – laděná délka výfuku podle Blaira [mm]

$$L_{Bl01} = 0,1 \cdot 896,2$$

$$L_{Bl02} = 0,41 \cdot 896,2$$

$$L_{Bl03} = 0,14 \cdot 896,2$$

$$L_{Bl04} = 0,11 \cdot 896,2$$

$$L_{Bl05} = 0,24 \cdot 896,2$$

$$L_{Bl06} = 0,24 \cdot 896,2$$

$$L_{Bl01} = 89,6 \cong 90 \text{ mm}$$

$$L_{Bl02} = 367,44 \cong 368 \text{ mm}$$

$$L_{Bl03} = 125,46 \cong 126 \text{ mm}$$

$$L_{Bl04} = 98,58 \cong 99 \text{ mm}$$

$$L_{Bl05} = 215,08 \cong 215 \text{ mm}$$

$$L_{Bl06} = 215,08 \cong 215 \text{ mm}$$

Dosazením do rovnic získáváme všechny potřebné délky pro výrobu výfuku.

Posledním rozměrem, který je třeba vypočítat, je průměr kolene výfuku při vyústění do difuzoru. Tento průměr je počítán až na závěr, jelikož je mimo jiné i funkcí délek některých částí výfuku. Průměr je popsán následující rovnicí.

$$D_{2Bl} = D_{3Bl} \cdot \left(\frac{L_{Bl02}}{L_{Bl02} + L_{Bl03}} \right)^{1,33}$$

D_{2Bl} – průměr kužele výfuku při vyústění do difuzoru podle Blaira [mm]

L_{Bl02} – délka kuželové části kolene výfuku podle Blaira [mm]

L_{Bl03} – délka difuzoru výfuku podle Blaira [mm]

D_{3Bl} – průměr střední části výfuku podle Blaira [mm]

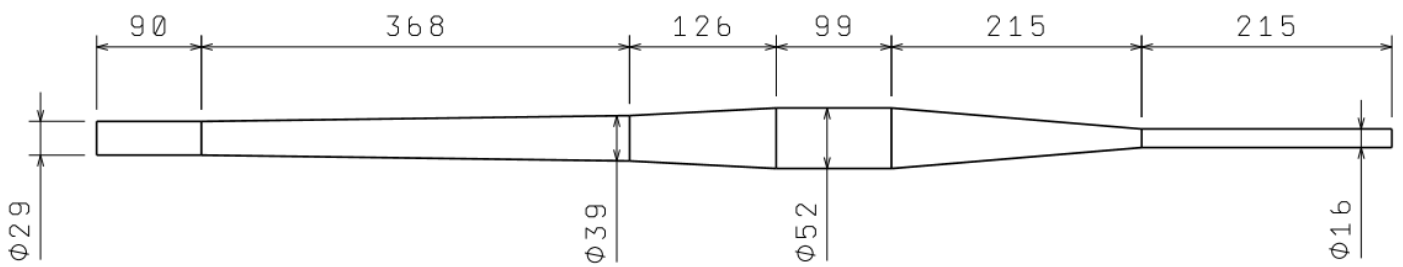
$$D_{2Bl} = 52 \cdot \left(\frac{367,5}{367,5 + 125,5} \right)^{1,33}$$

$$D_{4Bl} = 38,71 \approx 39 \text{ mm}$$

Dosazením je vypočtena hodnota průměru kužele výfuku při vyústění do difuzoru podle Blaira 39 mm.

D1	D2Bl	D3Bl	D4Bl	LBI01	LBI02	LBI03	LBI04	LBI05	LBI06
29 mm	39 mm	52 mm	16 mm	90 mm	368 mm	126 mm	99 mm	215 mm	215 mm

Tab. 6. Tabulka rozměrů výfuku podle Blaira



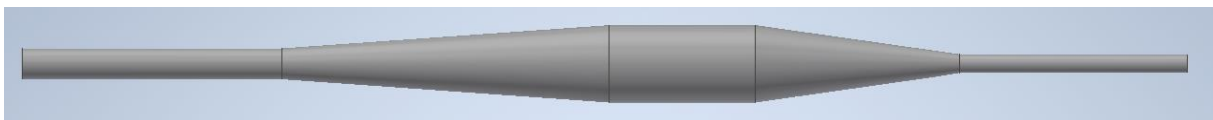
Obr. 35. Schématický náčrt výfuku podle Blaira

10. Výroba výfuků

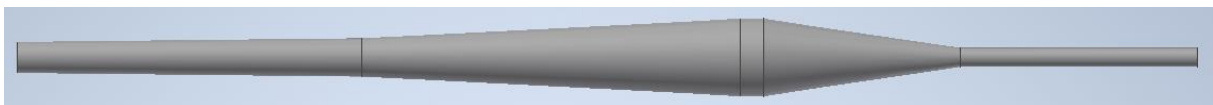
Pro zjednodušení výroby, bylo rozhodnuto některé válcové tvary vyrobit z ocelových trubek. Jednalo se především o kolena výfuků a výletové trubičky. Kuželové části výfuků a válcové středové části bylo rozhodnuto vyrobit zakružováním výpalků z ocelového plechu. Z hlediska práce s materiálem a následného svařování byl vybrán ocelový plech o tloušťce 1 mm. Vzhledem k výzkumnému účelu výroby výfuků nebylo nutné tvary žádným způsobem modifikovat tak, aby vyhovovaly svým tvarem běžnému používání při závodě a nikde nepřekážely. Naopak bylo dbáno na co možná nejpřesnější dodržení tvarů tak, aby nedošlo k ovlivnění výsledků měření

10.1. Tvorba podkladů pro výrobu

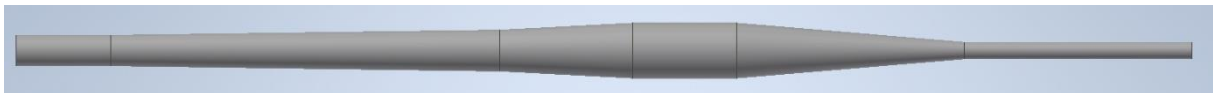
Na základě výše spočítaných rozměrů, bylo tedy potřeba vytvořit podklady pro výrobu. Na základě vypočtených rozměrů byly tedy všechny tři varianty vymodelovány pomocí softwaru Autodesk Inventor. Takto vytvořené modely byly následně rozděleny na jednotlivé části, tedy samostatné kuželové a válcové profily a ty rozvinuty na rovinné dílce. Tyto rozviny byly následně odeslány na vyřezání laserovým paprskem.



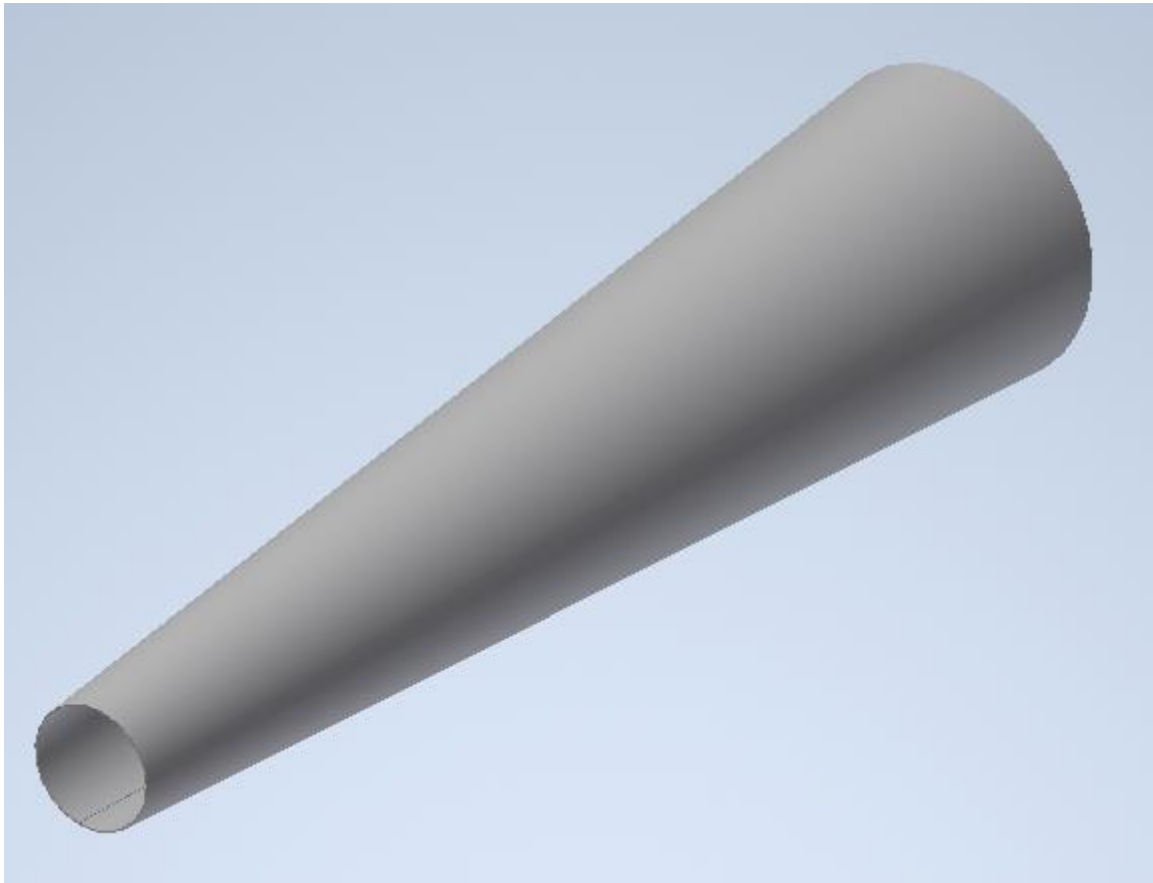
Obr. 36. Model výfuku podle Jenningse



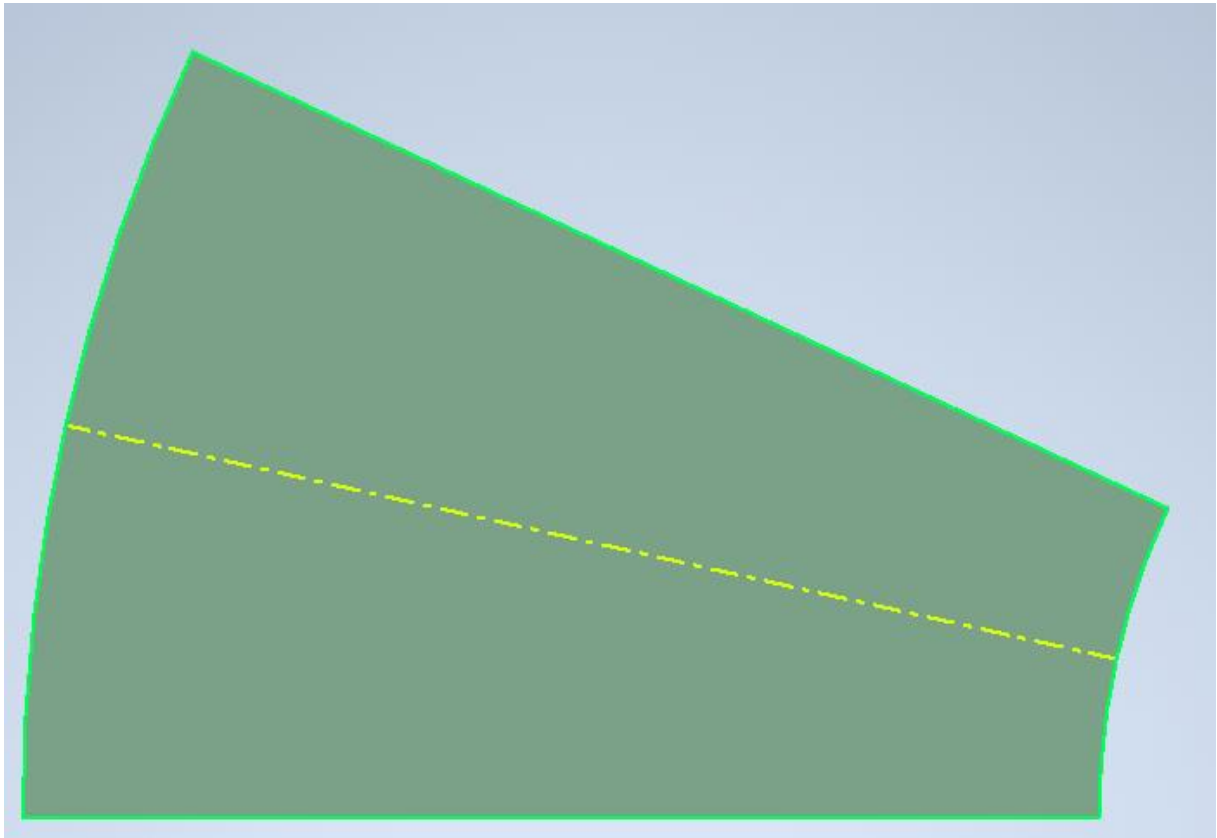
Obr. 37. Model výfuku podle Bella



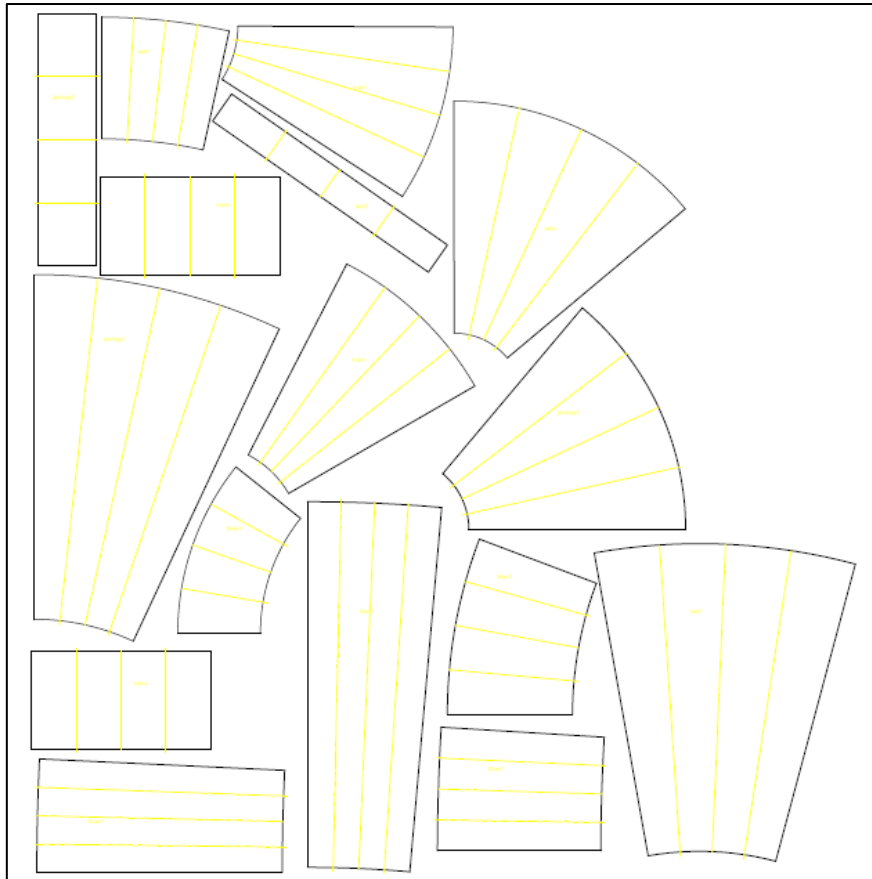
Obr. 38. Model výfuku podle Blaira



Obr. 39. Difuzor výfuku podle Jenningse



Obr. 40. Rozvin difuzoru výfuku podle Jenningse



Obr. 41. Výkres DXF pro řezání polotovarů výfuků laserovým paprskem

10.2. Zakružování výpalků

Vyřezané rozviny byly následně zakruženy na ruční zakružovače plechů.



Obr. 42. Vyřezané rozviny částí výfuků



Obr. 43. Zakružené profily připravené ke svařování

10.3. Svařování výfuků

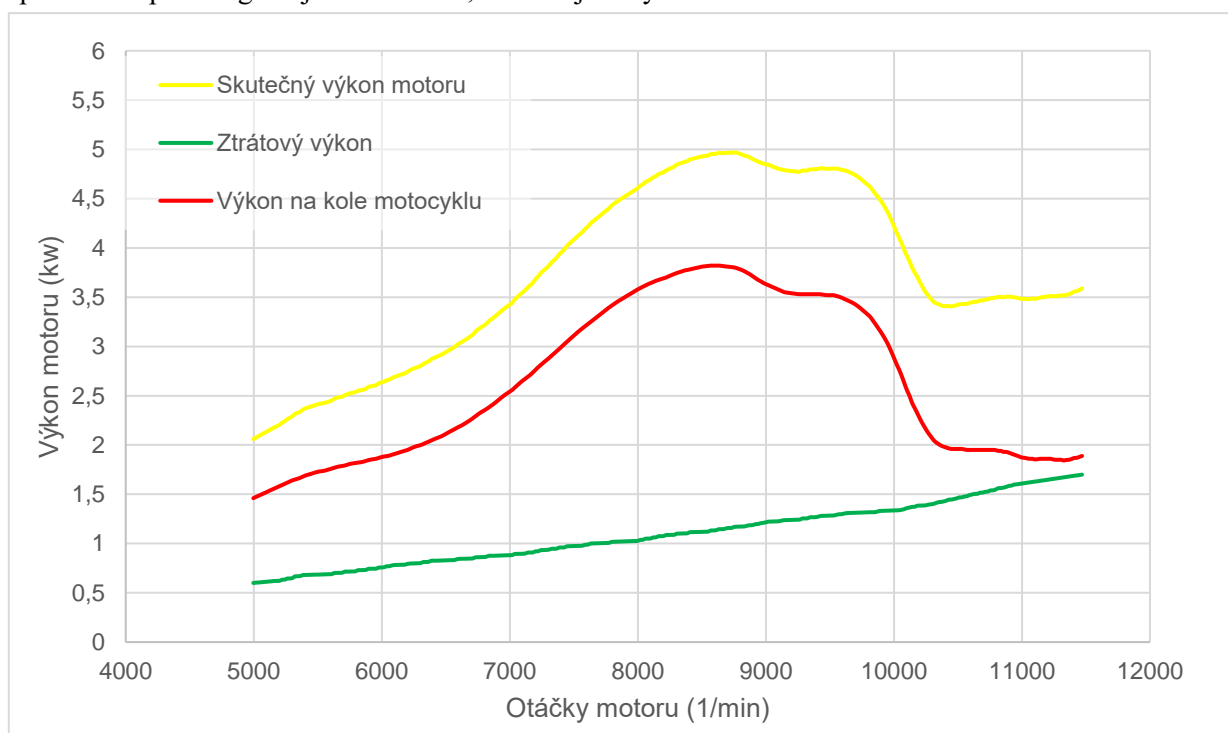
Svařování výfuků proběhlo s použitím metody MAG. Při svařování byl kladen důraz na to, aby svár nezatekl do vnitřního prostoru expanzní komory a neovlivnil tak proudění uvnitř výfuku.



Obr. 44. Hotové varianty výfuků

11. Měření výkonu motoru

Měření výkonových parametrů motoru s jednotlivými variantami výfuku proběhlo v laboratořích ČVUT Na Julisce. Výkon motoru byl měřen pomocí válcového dynamometru. Měřen byl výkon motocyklu na zadním kole, s následnou doběhovou zkouškou pro zjištění ztrát výkonu jednak na rozhraní kolo – válec dynamometru a zároveň i sekundárním převodu a převodovce motoru. Touto metodou bohužel nebylo možné eliminovat ztráty na primárním převodu. Lze ovšem předpokládat, že tyto ztráty budou během všech měření stejné a na výsledek tedy nebudou mít vliv. Za možnost tohoto měření bych velice rád poděkoval panu Ing. Vojtěchu Klírovi, Ph.D. a jeho týmu.



Graf 3. Průběh výkonu motoru s jednou z variant výfuků

Graf výše zobrazuje srovnání reálně změřeného výkonu motocyklu s jednou z variant výfuků na zadním kole (červená linka), hodnotu ztrátového výkonu zjištěného při doběhové zkoušce (zelená linka) a skutečného výkonu motoru (modrá linka), který je dán právě součtem těchto dvou hodnot. V dalších kapitolách práce budu pracovat už pouze se skutečným výkonem na motoru, jelikož odpory se mohou například vlivem rozdílného zatížení motocyklu při měření měnit a je potřeba je tedy vždy zohlednit.



Obr. 45. Pohled na motocykl připevněný na válcovém dynamometru



Obr. 46. Pracoviště válcového dynamometru

12. Výsledky měření

Výsledkem měření na válcovém dynamometru je graf zobrazující výkon změřený na zadním kole, ztrátový výkon změřený při dobohové zkoušce a skutečný výkon motoru získaný součtem obou hodnot. Tyto tři hodnoty byly ovšem vztaženy k rychlosti změřené na zadním kole prostřednictvím otáček válce dynamometru. Bylo tedy nutné provést přepočty rychlosti na otáčky motoru dosazením do následujícího vzorce.

$$n = \frac{v \cdot 1000}{\pi \cdot D_d \cdot i_c \cdot 60}$$

v – rychlost změřená na zadním kole motocyklu [km/h]

D_d – dynamický průměr zadního kola [m]

i_c - celkový převodový poměr převodového ústrojí motocyklu (-)

kde i_c je v případě měření na třetí převodový stupeň rovno součinu převodových poměrů primárního a sekundárního převodu.

Vzhledem k použitému primárnímu převodu s řetězovými koly 9 a 34 zubů a sekundárním převodu s řetězovými koly 11 a 65 zubů je celkový převodový poměr 0,0448. Dynamický průměr byl pro zadní kolo změřen 560 mm.

$$i_c = \frac{9}{34} \cdot \frac{11}{65}$$

$$i_c = 0,0448$$

Výsledný vzorec pro přepočty rychlosti na otáčky motoru je tedy následující.

$$n = \frac{v \cdot 1000}{\pi \cdot 560 \cdot 0,0448 \cdot 60}$$

Hodnoty točivého momentu motoru byly následně vypočteny na základě následujícího vzorce.

$$M_t = \frac{P \cdot 60 \cdot 1000}{2 \cdot \pi \cdot n}$$

M_t – točivý moment motoru [Nm]

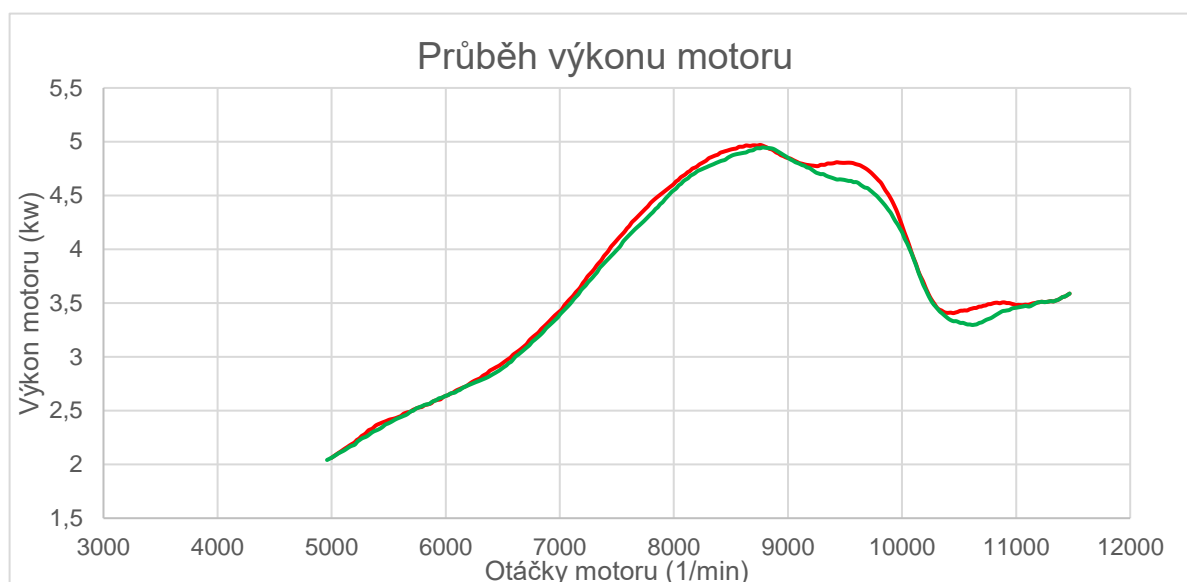
P – výkon motoru [kW]

n – otáčky motoru (ot/min)

12.1. Přesnost měření

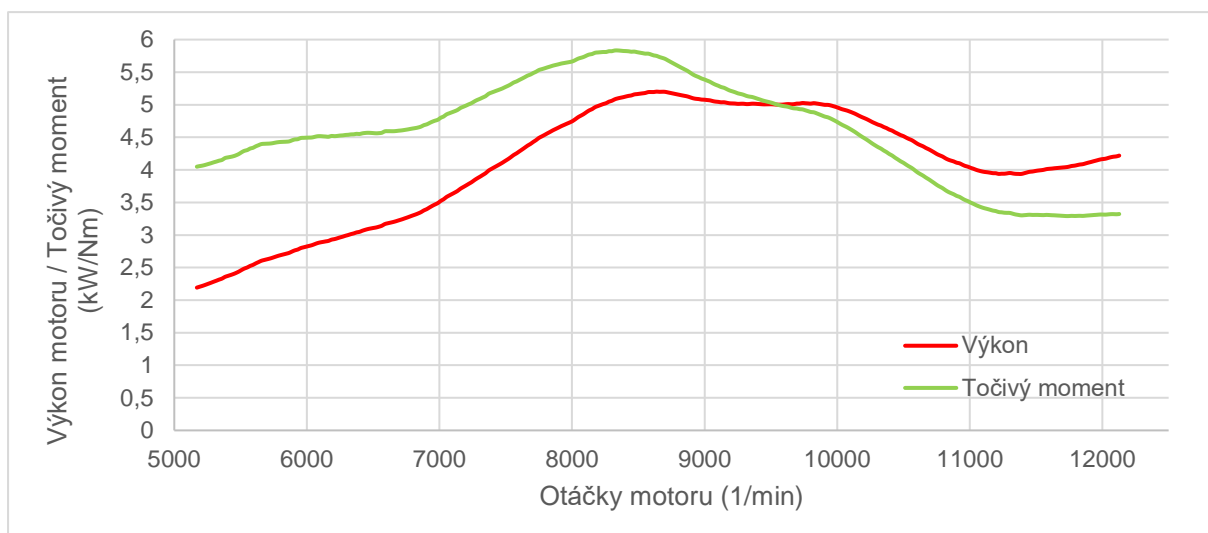
Vzhledem k dimenzování dynamometru na stovky kilowatů výkonu, vyvstala otázka, zda bude možné na dynamometru měřit i tak malý výkon jakým, byť upravený, motor Jawa 50 disponuje.

Údaje popisující citlivost, případně přesnost brzdového dynamometru nebylo možné získat. Pro všechny varianty, která byly měřeny, byla provedena 2 měření pro ověření opakovatelnosti. Výsledkem porovnání opakovatelnosti byl rozdíl mezi jednotlivými měřeními v řádu jednotek procent (Graf 4). S přihlédnutím k této opakovatelnosti a skutečnosti, že naměřené hodnoty se mezi jednotlivými variantami lišily nejen průběhem výkonu, ale i jeho maximální hodnotou, lze přesnost brzdy považovat za dostatečnou. Rozhodnutí podporuje i fakt, že cílem měření není získat přesnou číselnou hodnotu výkonu motoru, nýbrž sledovat trend jeho změny napříč použitými variantami výfuků. Tento trend je z výsledků měření



Graf 4. Srovnání 2 měření pro stejnou variantu výfuku

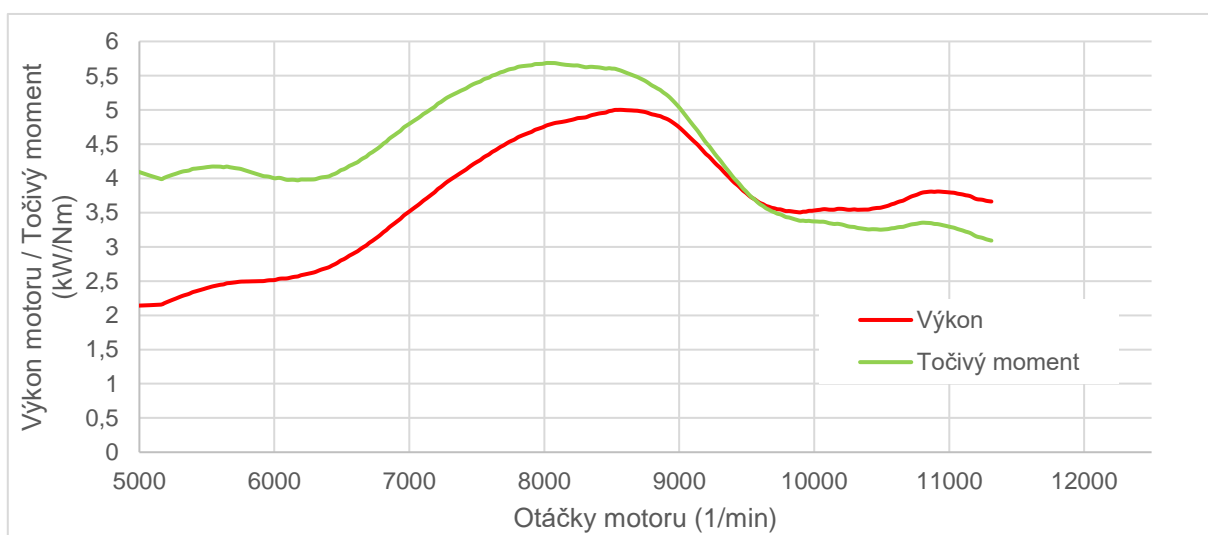
12.2. Výsledky měření s výfukem podle Jenningse



Graf 5. Průběh výkonu a točivého momentu motoru s výfukem podle Jenningse

	Maximální hodnota	Otáčky motoru (1/min)
Výkon motoru (kW)	5,20	8681
Točivý moment (Nm)	5,83	8342

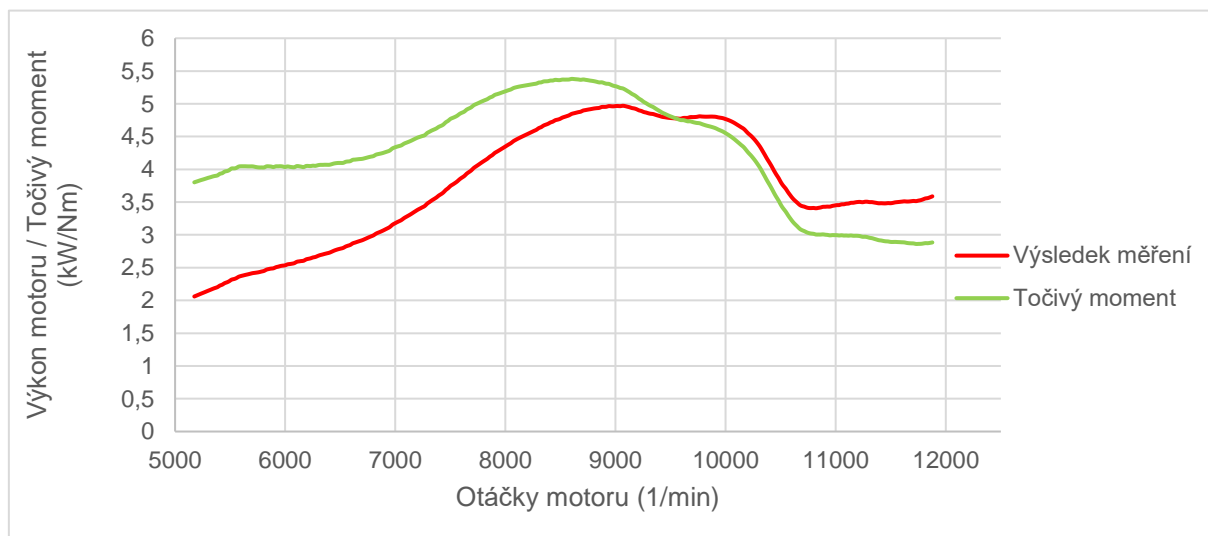
12.3. Výsledky měření s výfukem podle Bella



Graf 6. Průběh výkonu a točivého momentu motoru s výfukem podle Bella

	Maximální hodnota	Při otáčkách motoru (1/min)
Výkon motoru (kW)	5,00	8564
Točivý moment (Nm)	5,69	8050

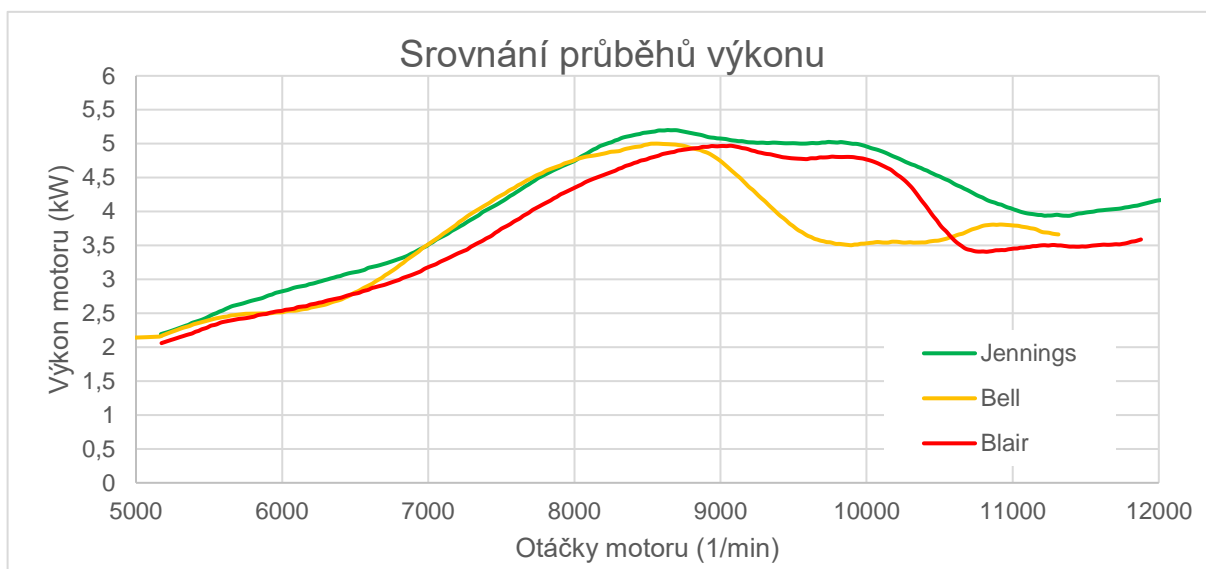
12.4. Výsledky měření s výfukem podle Blaira



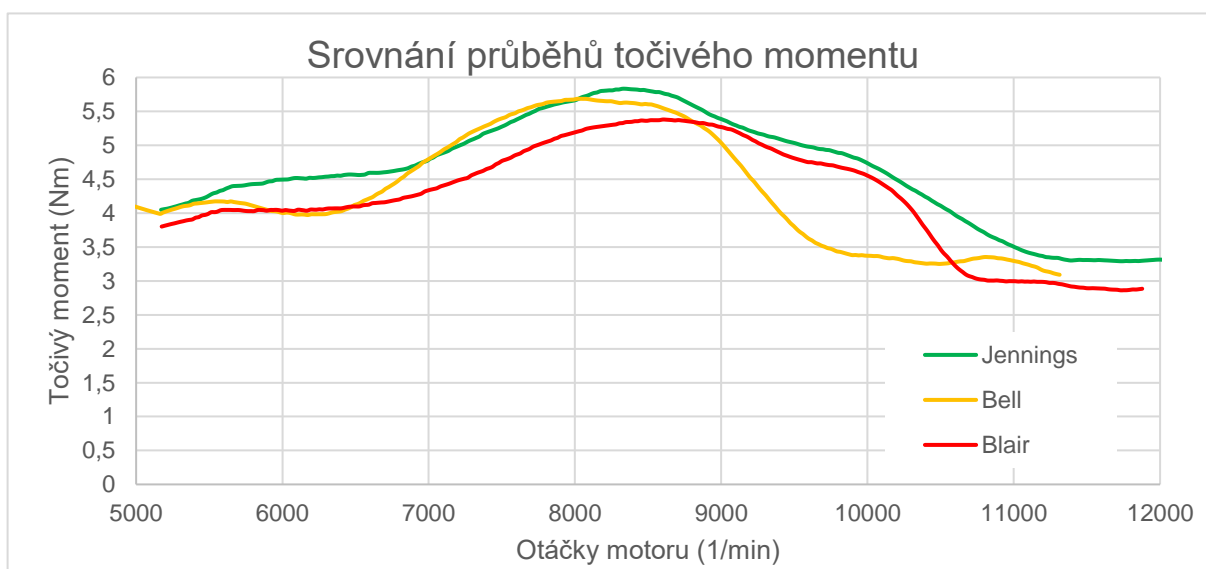
Graf 7. Průběh výkonu a točivého momentu motoru s výfukem podle Blaira

	Maximální hodnota	Při otáčkách motoru (1/min)
Výkon motoru (kW)	4,97	8939
Točivý moment (Nm)	5,38	8600

12.5. Srovnání variant výfuků



Graf 8. Srovnání průběhů výkonu motoru s jednotlivými variantami výfuku



Graf 9. Srovnání průběhu točivého momentu motoru s jednotlivými variantami výfuku

Varianta	P_{\max} (kW)	$M_{t\max}$ (Nm)	n při $P > 4,5$ kw (ot/min)	n při $M_t > 4,5$ Nm
Jennings	5,2	3,98	2728	4124
Bell	5	3,87	1396	2390
Blair	4,97	3,67	2072	2791

Tab. 7. Tabulka srovnání výkonových parametrů pro jednotlivé varianty výfuku

Ze srovnání výkonových parametrů jednotlivých variant výfuku vynesných do grafů a shrnutých v tabulce se jasně jeví jako nejlepší varianta výfuk podle Jenningse. Ten převyšuje ve všech měřených parametrech obě další varianty napříč téměř celým spektrem měřených otáček a zároveň disponuje

nejširším spektrem využitelných otáček motoru. U zbylých dvou variant lze pozorovat především rozdíl otáček, ve kterých dosáhly maxima výkonu i točivého momentu, kdy pro variantu podle Bella jsou obě maxima posunuta přibližně o 500 ot/min níže. Nabízelo by se tento jev přisuzovat rozdílné laděné délce výfuku, který byla získána při výpočtech rozměrů výfuku. Tato délka byla spočtena pro variantu výfuku podle Blaira $L_{tBl} = 896 \text{ mm}$. Pro variantu výfuku podle Bella naopak $L_{tB} = 813 \text{ mm}$. V návaznosti na teorii uvedenou na začátku práce, by pro vyšší pracovní otáčky motoru byla potřeba tato délka kratší, aby zpětná tlaková vlna byla schopna včas dorazit k výfukovému kanálu a zatlačit směs zpět do válce. Jak ukazuje tabulka níže, měřená data ale ukazují zcela opačný trend, což dokazuje, jak je návrh výfuku pro dvoudobý motor komplexní a teorie a praxe se může zásadně lišit.

Varianta	n při P_{\max} (ot/min)	n při $M_{t\max}$ (ot/min)	L_t (mm)
Bell	8269	7758	813
Blair	8753	8304	896

Tab. 8. Tabulka srovnání otáček pro maxima výkonu a točivého momentu s laděnými délkami výfuků



Graf 10. Graf porovnání závislosti hnací síly na kole motocyklu s jednotlivými variantami výfuku podle Jenningse (modrá), Bella (červená) a Blaira (zelená)

Varianta	Hnací síla při přeřazení z 1. na 2. stupeň (N)	Hnací síla při přeřazení ze 2. na 3. stupeň (N)
Jennings	570	300
Bell	365	265
Blair	335	265

Tab. 9. Tabulka hodnot hnací síly při přeřazení

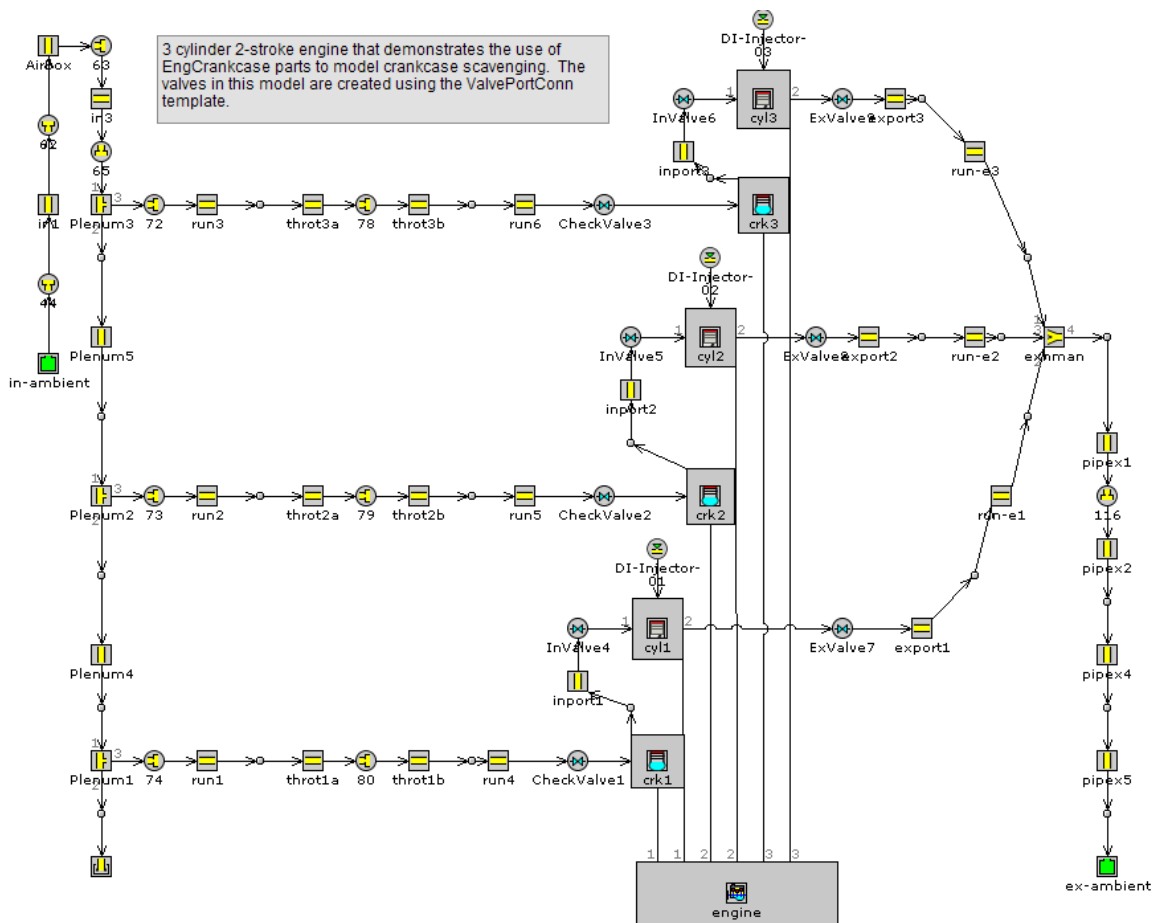
Pro zhodnocení vhodnosti použití každé varianty výfuku, je kromě maximálních hodnot výkonu a točivého momentu, třeba zohlednit také převody motocyklu a tím pádem i využitelnost výkonu motoru. Ze zjištěného momentu a převodových poměrů byl tedy pro všechny tři varianty výfuku sestrojen graf zobrazující závislost hnací síly motocyklu na jeho rychlosti, jejichž porovnání lze vidět výše. Z tohoto porovnání a tabulky hodnot hnací síly při přeřazení se jako nejvhodnější varianta jasně jeví výfuk podle Jenningse. Tato skutečnost se shoduje s předešlým hodnocením samotného srovnávání výkonových parametrů jednotlivých výfuků a lze tedy tuto variantu označit jako nejvhodnější.

13. Model motoru Jawa 50 v softwaru GT-Power

Dalším bodem práce bylo vytvoření zjednodušeného modelu motoru pomocí programu GT-Power. Cílem tohoto bodu práce bylo získat základní znalosti o práci v prostředí 1D simulačního softwaru GT-Power a vytvořit jednoduchý model výše popsaného motoru s cílem pokusit se provést po jeho kalibraci optimalizaci tvaru výfukového potrubí pro dosažení zlepšení výkonových parametrů motoru. Za pomoc při tvorbě modelu bych rád velmi poděkoval panu Ing. Pavlu Brynychovi, Ph.D., především za jeho cenné rady a konzultace při kalibraci modelu.

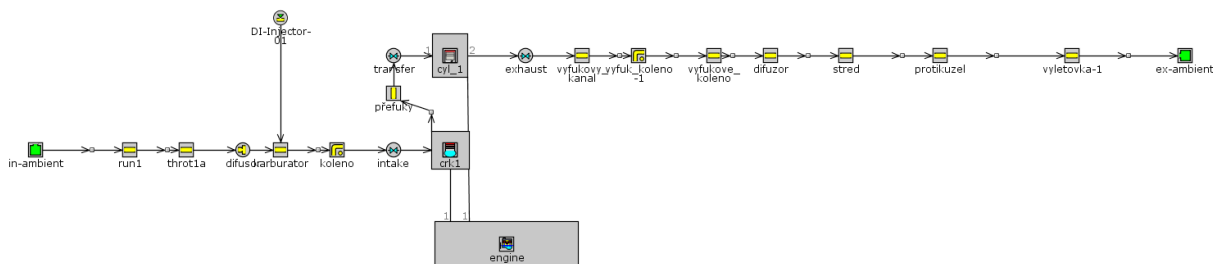
13.1. Základní schéma motoru

Jako základ byl pro tvorbu modelu použit tříválcový dvoudobý motor, který je v programu GT-Power předpřipraven pro ukázkou.



Obr. 47. Ukázkový model tříválcového dvoudobého motoru v programu GT-Power

Tento model byl následně zjednodušen a poupraven tak, aby schéma bloků odpovídalo reálnému motoru Jawa 50.



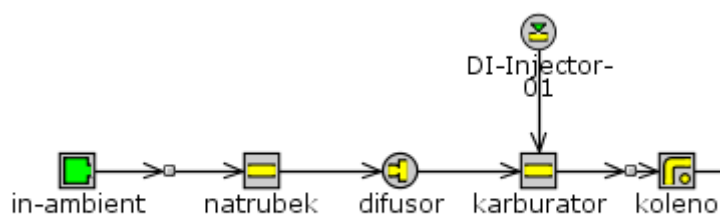
Obr. 48. Schématické rozložení modelu motoru Jawa 50 v GT-Power

13.2. Parametry reálného motoru

Následovalo doplnění všech známých parametrů reálného motoru do modelu.

13.2.1. Sací trakt motoru

Rozměry sacího traktu motoru byly změřeny na skutečných použitých dílech. Pro zjednodušení modelu byl vynechán filtr nasávaného vzduchu. Vzhledem k použití molitanového filtru s velkou nasávací plochou a velkého sacího pléna, by toto zjednodušení na výsledek simulace nemělo mít vliv.



Obr. 49. Zjednodušený sací trakt motoru

Průměr nátrubku (mm)	30
Délka nátrubku (mm)	100
Průměr difuzoru (mm)	24
Průměr karburátoru (mm)	30
Délka karburátoru (mm)	43
Průměr kolene (mm)	30
Délka kolene (mm)	100
Úhel ohybu kolene (mm)	90
Rádus ohybu kolene (mm)	50

Tab. 10. Tabulka rozměrů sání motoru

Tlakové ztráty jednotlivých částí sacího traktu nebylo možné změřit, proto byl zvolen jejich výpočet ze zadané geometrie.

13.2.2. Válcová jednotka motoru

V případě válcové jednotky motoru se jednalo především o geometrické rozměry válce motoru, plochy po přestup tepla, geometrii klikového mechanismu. Všechny potřebné údaje byly změřeny na skutečně použitých dílech motoru, případně získány z 3D modelů.

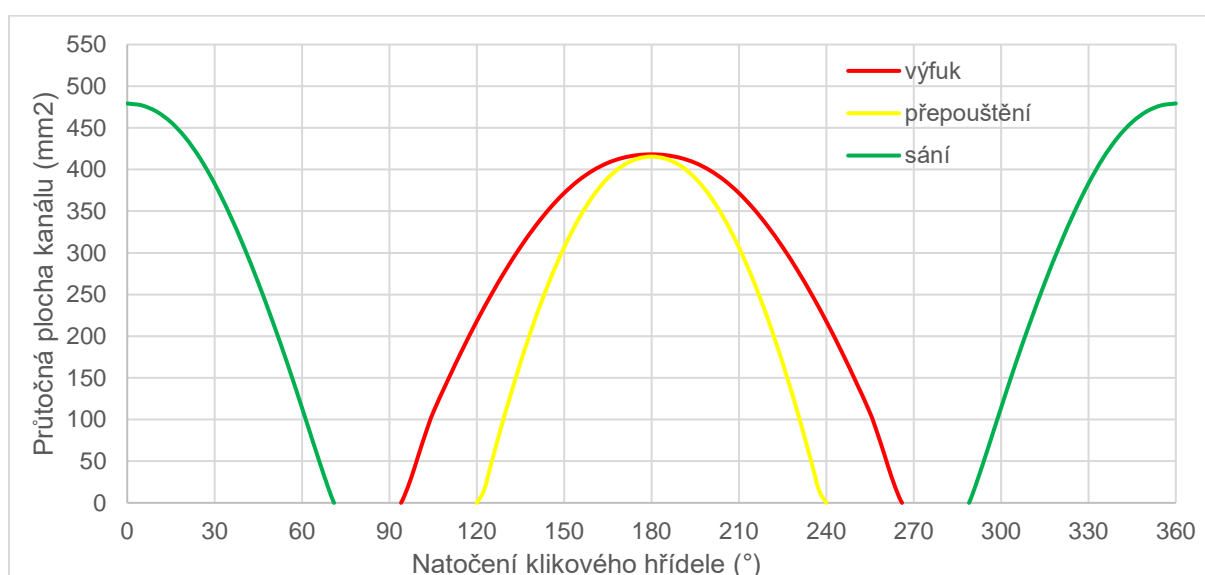
Vrtání válce motoru (mm)	38
Zdvih pístu motoru (mm)	44
Kompresní poměr (-)	12:1
Délka ojnice (mm)	100
Střední délka přepouštěcích kanálů (mm)	65
Průměr trubky ekvivalentní k ploše vedení přepouštěcích kanálů (mm)	25
Poměr plochy dna pístu vůči ploše vrtání válce (-)	1
Poměr plochy spalovacího prostoru hlavy válce vůči ploše vrtání válce (-)	1,81
Předstih zážehu (°)	13

Tab. 11. Tabulka údajů motoru pro válcovou jednotku

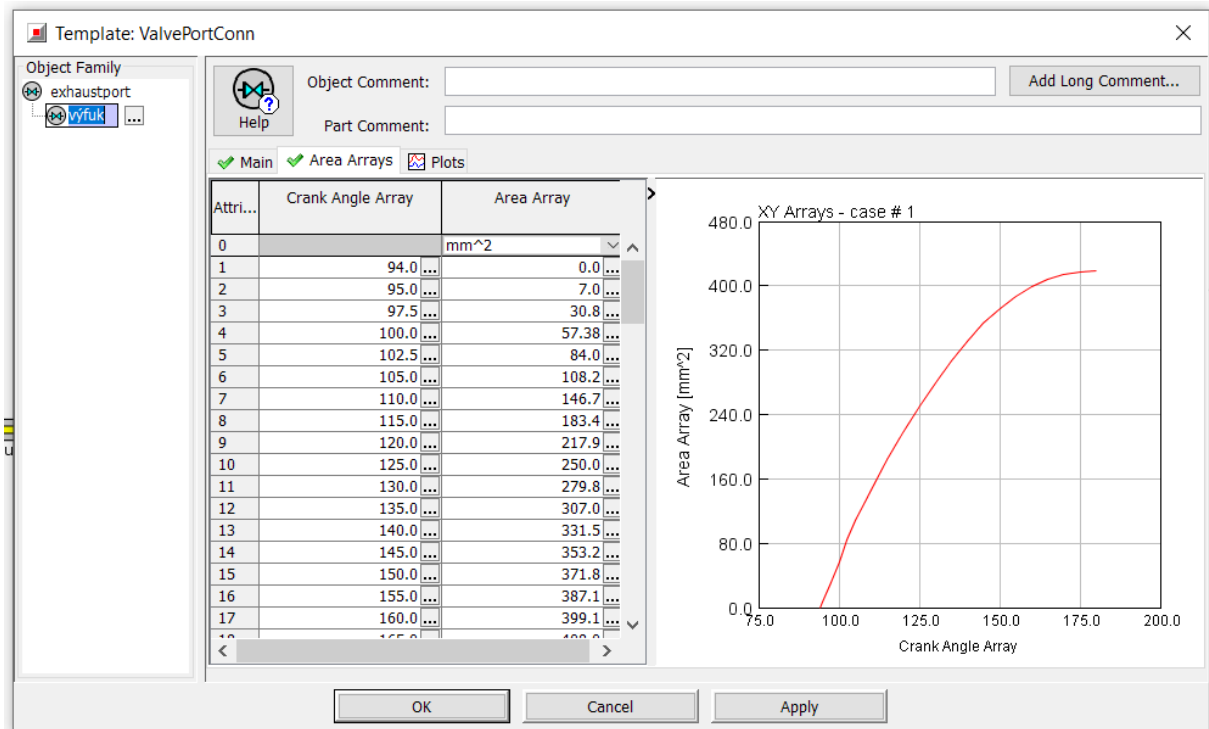
V případě válcové jednotky motoru lze při tvorbě modelu nastavit obrovské množství parametrů, které mají na výsledky bezpochyby velký vliv. Většinu těchto parametrů ovšem nebylo možné pro modelovaný motor zjistit. Pro zjednodušený model jsou tedy údaje, které nebylo možné změřit, případně zjistit jejich hodnotu, ponechány beze změny z výchozího modelu.

13.2.3. Průtočné plochy kanálů válce motoru

Průtočné plochy kanálů byly zjištěny díky 3D modelu upravené vložky válce. Při měření bylo uvažováno omezení průtočné plochy kanálů vlivem úhlů vyústění kanálů do válce.



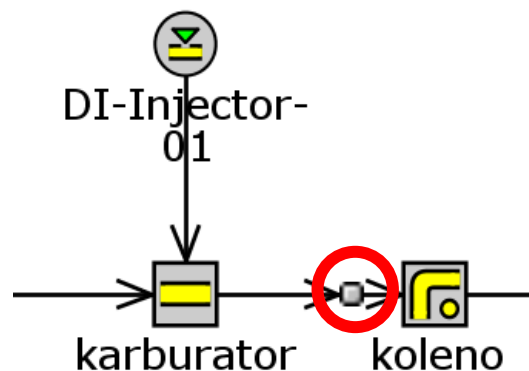
Graf 11. Graf zobrazující zjištěné průběhy průtočných ploch kanálů v závislosti na natočení klikového hřídele



Obr. 50. Průběh průtočné plochy výfukového kanálu zadán v softwaru GT-Power

13.2.4. Příprava směsi

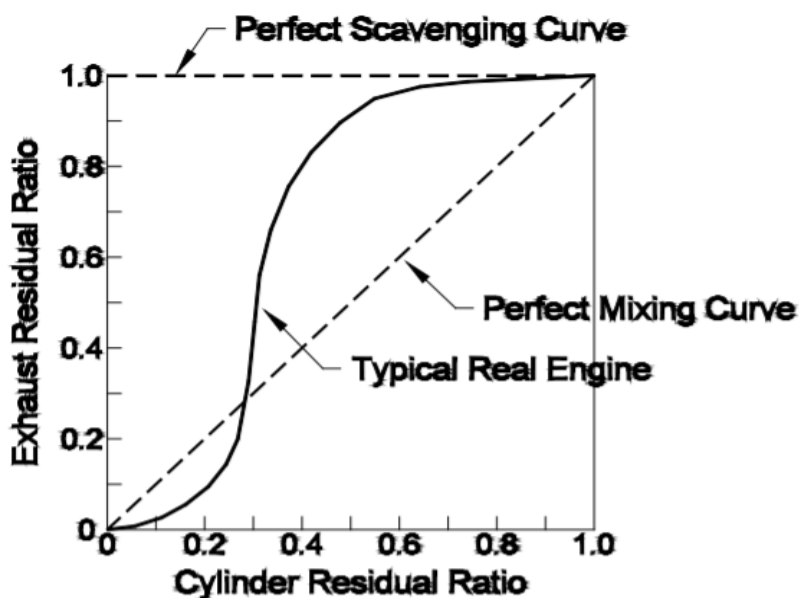
Pro zjednodušení modelu byl pro simulaci skutečně používaný karburátor nahrazen v modelu jedním vstřikovačem umístěným ve stejné pozici jako karburátor. Nastaven byl pevně daný směšovací poměr vzduchu a paliva s hodnotou 14:1. Objem nasávaného vzduchu pro tento směšovací poměr je snímán v prostoru bezprostředně za karburátorem.



Obr. 51. Detail zapojení vstřikovače do sání motoru se zvýrazněným prostorem měření průtoku nasávaného vzduchu (červený kroužek)

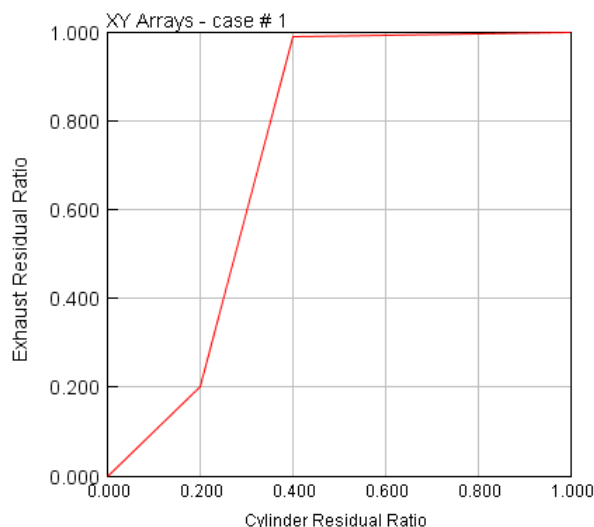
13.2.5. Vyplachovací křivka válce motoru

Velmi podstatným parametrem, který ovlivňuje výsledný výkon dvoudobého motoru je vyplachovací křivka válce motoru. Ta zobrazuje průběh zbytkového poměru ve válci v závislosti na zbytkovém poměru ve výfuku, tedy poměr mezi spaliny ve válci a celkovým objemem válce vztažený na poměr mezi spaliny unikajícími výfukem a celkovým objemem směsi unikajícími výfukem.



Obr. 52. Graf zobrazující obvyklý tvar vyplachovací křivky (plná čára), ideální stav z hlediska mísení (čárkovaná přímka přes úhlopříčku grafu) a ideální vyplachovací křivku (čárkovaná vodorovná v horní části grafu) [11]

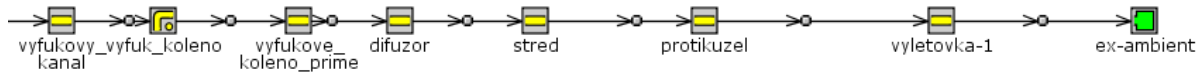
Reálnou vyplachovací křivku upraveného válce nebylo možné zjistit. Na základě zkušeností pana Ing. Pavla Brynycha, Ph.D., byla sestavena vyplachovací křivka, jejíž tvar by měl odpovídat reálně dosažitelným hodnotám a ta bude případně upravena pro kalibraci motoru.



Obr. 53. Tvar vyplachovací křivky použitý v modelu

13.2.6. Výfuk motoru

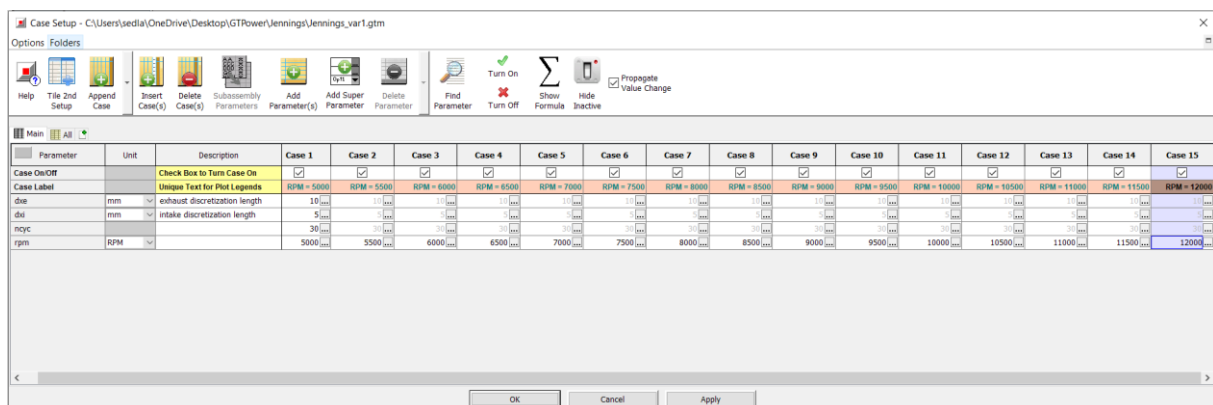
Pro prvotní simulace byl v modelu vytvořen výfuk podle návrhové varianty Jenningse. Rozměry jednotlivých částí výfuku vychází z výpočtů uvedených dříve v této práci. Tlaková ztráta jednotlivých částí výfuku nebyla změřena a je počítána z geometrických vlastností tvarů.



Obr. 54. Schématické zobrazení modelu výfuku

13.3. Nastavení simulace

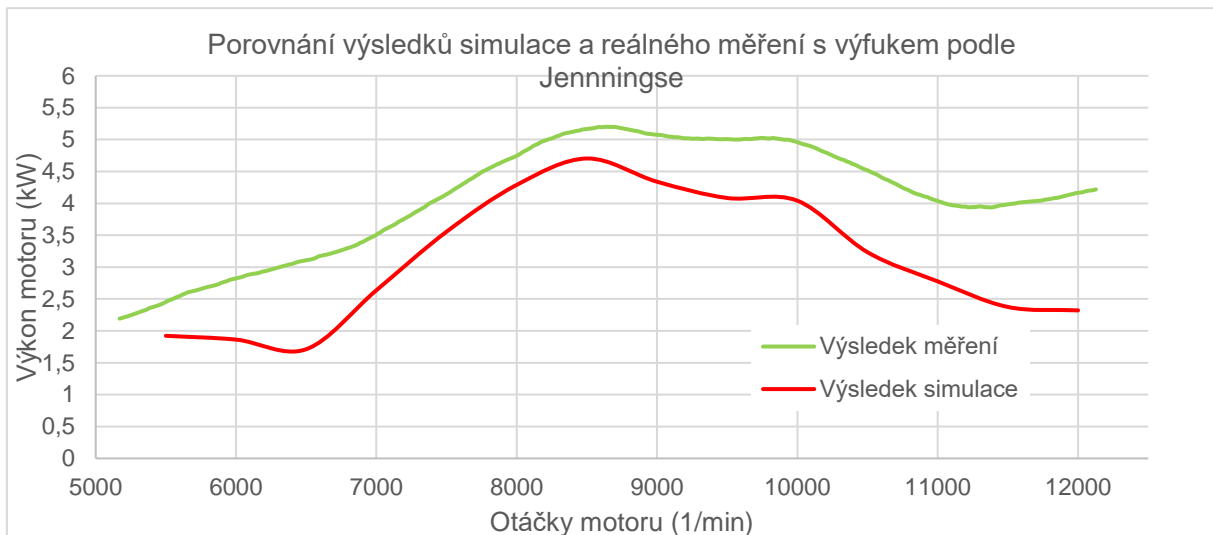
Pro získání vnější charakteristiky modelu motoru bylo nastaveno několik simulačních případů s intervalem otáček od 5000 do 12000 s krokem po 500 otáčkách. Diskretizační délka byla vzhledem k vysokým otáčkám motoru při simulaci nastavena na 5 mm pro sací část modelu a 10 mm pro výfukovou část motoru.



Obr. 55. Nastavení simulace modelu

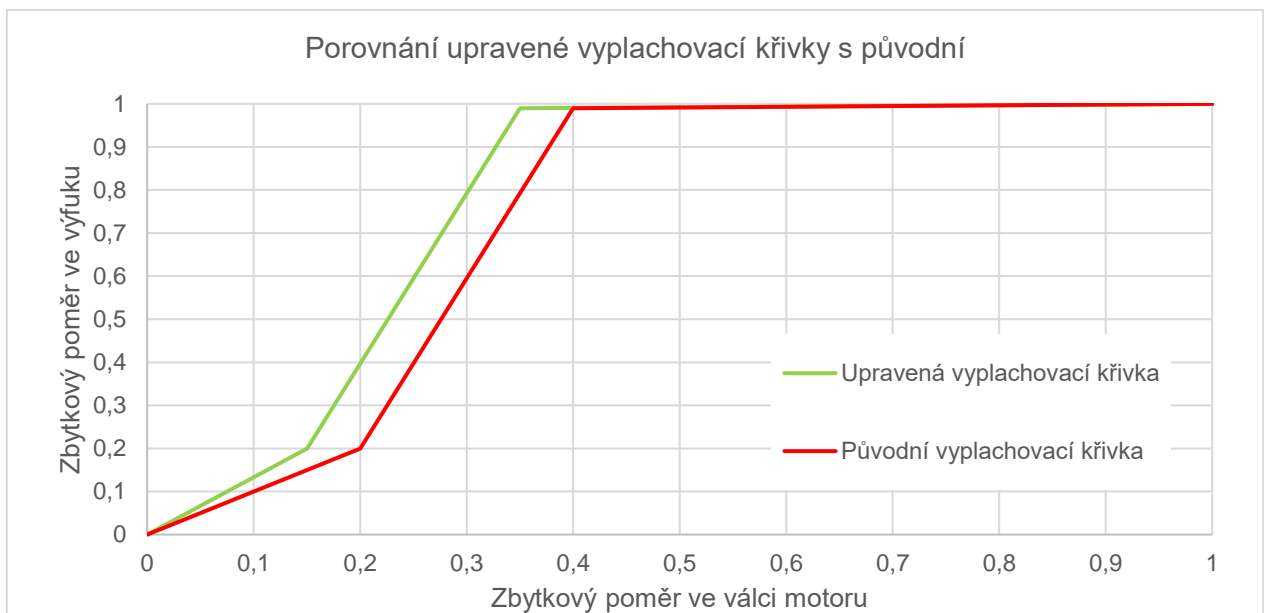
13.4. Kalibrace modelu

Vzhledem ke skutečnosti, že při měření jednotlivých variant výfuků na válcovém dynamometru byla měřena pouze vnější charakteristika motoru, bylo možné pro kalibraci modelu použít pouze křivky výkonu motoru a točivého momentu. Vynesemím reálně změřených hodnot do grafu společně s hodnotami získanými při simulaci byl zjištěn nepatrně nižší maximální výkon motoru získaný při simulaci. Průběh výkonu se ukázal ovšem velice podobný tomu změřenému a jeho trend prakticky odpovídal, což naznačovalo, že po určité kalibraci by model motoru mohl fungovat.

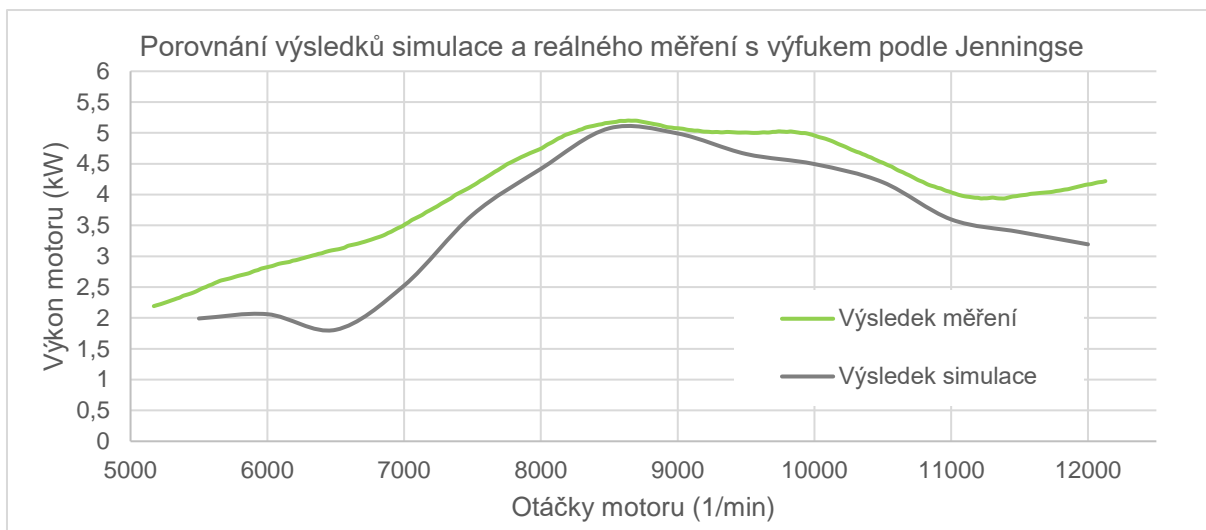


Graf 12. Porovnání výsledků simulace s reálně naměřenými hodnotami

Na základě konzultace s panem Ing. Pavlem Brynychem, Ph.D., bylo rozhodnuto upravit vyplachovací křivku motoru, která může být zdrojem těchto nepřesností a má na maximální hodnotu výkonu přímý vliv.



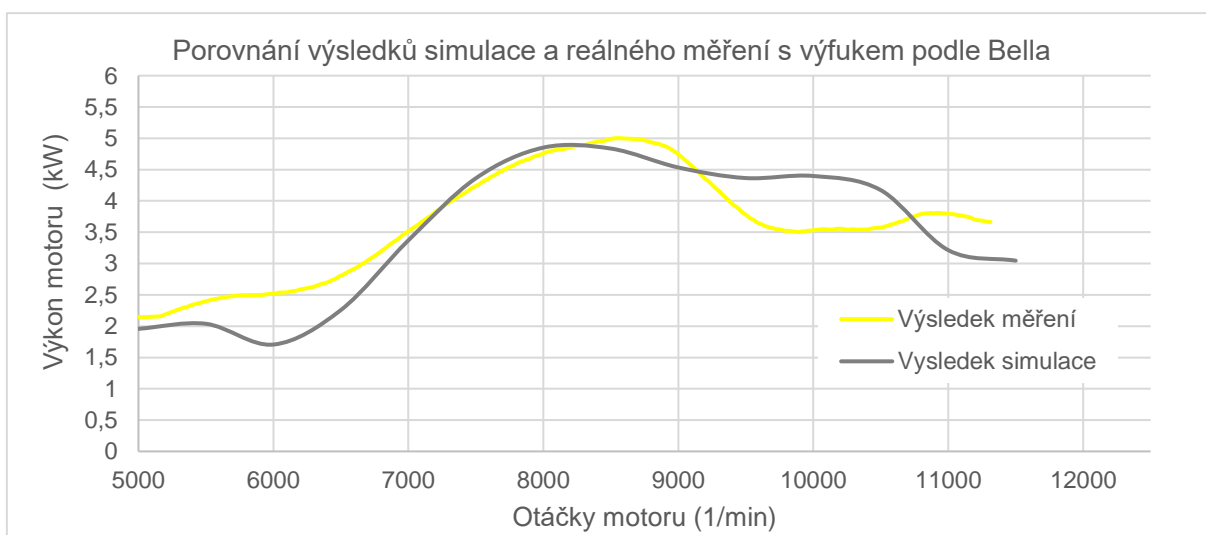
Graf 13. Porovnání modifikované vyplachovací křivky (modrá) s křivkou původní (červená)



Graf 14. Porovnání výsledků kalibrované simulace s reálně naměřenými hodnotami, výfuk podle Jenningse

Jak je z grafu patrné, po úpravě vyplachovací křivky došlo téměř ke srovnání maximální hodnoty simulovaného výkonu s hodnotou reálně změřenou. Současně i průběhy výkonu jsou si velmi podobné, v intervalu otáček motoru 8 až 11 tisíc pak prakticky totožné. Vzhledem k parametrům, které jsou pro kalibraci dostupné, se jedná o dostatečnou shodu mezi reálným měřením a skutečností. Kalibraci modelu je ovšem potřeba ještě verifikovat. To je provedeno porovnáním simulačních a reálných hodnot s dalšími dvěma variantami výfuku.

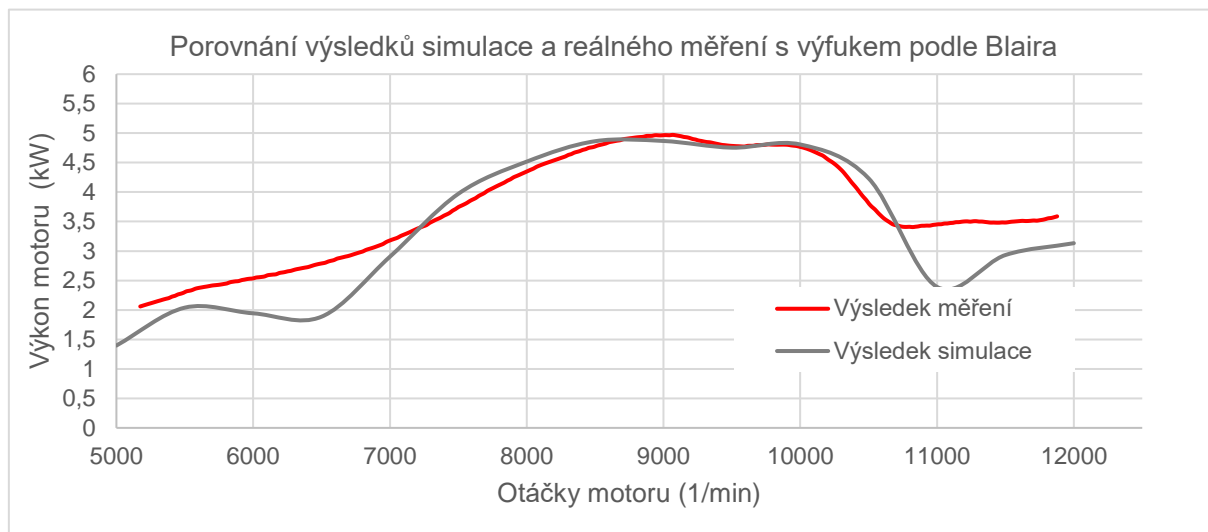
13.5. Ověření kalibrace



Graf 15. Porovnání výsledků kalibrované simulace s reálně naměřenými hodnotami, výfuk podle Bella

Při porovnání hodnot s výfukem podle Bella v grafu lze pozorovat shodný trend obou průběhů v intervalu 5 až 10 tisíc otáček motoru. Dále už se trendy liší, ovšem vzhledem ke skutečnosti, že se

jedná o otáčky motoru, které jsou daleko za pracovní oblastí, lze tuto chybu zanedbat. Hodnoty výkonu se v intervalu 7 až 9 tisíc otáček v podstatě shodují.



Graf 16. Porovnání výsledků kalibrované simulace s reálné naměřenými hodnotami, výfuk podle Blaira

Při porovnání výsledků s výfukem podle Blaira lze pozorovat shodný trend průběhu výkonu v celém rozsahu zkoumaných otáček. Hodnoty výkonu jsou v intervalu 7 až 10,5 tisíce otáček prakticky shodné a simulovaný průběh odpovídá měřenému.

Porovnáním výsledků byl zjištěn shodný trend průběhu výkonu zjištěného simulací i měřením pro varianty výfuku podle Jenningse a Blaira. Zároveň se u obou variant hodnoty výkonu pro velkou část spektra otáček okolo maximální hodnoty výkonu téměř rovnají. Rozdíly se pohybují v řádech jednotek procent. Pro variantu výfuku podle Bella se trend průběhu výkonu motoru shoduje pro většinu spektra otáček, rozchází se až při přetáčení motoru přes pracovní otáčky motoru. Hodnoty výkonu se do bodu dosažení otáček maximálního výkonu shodují, dále nastává značná odchylka simulovaných hodnot od těch měřených. Odchylka výkonu se projevuje rovněž při otáčkách motoru nižších než 7000. Tuto odchylku lze ovšem zanedbat, jelikož na výkon motoru v tomto spektru otáček není kladen důraz.

Takto nastavený model motoru jistě nebude na 100 % odpovídat realitě, neboť obsahuje ještě spoustu proměnných, které nebylo možné přesně definovat. V rámci známých parametrů motoru ale došlo k co možná nejlepší kalibraci mezi reálně naměřenými hodnotami a hodnotami simulovanými a simulace se jeví jako použitelná pro hledání optimálního tvaru výfuku pro oblast pracovních otáček, což je s modelem nyní zamýšleno. Cíl tohoto bodu práce, tedy seznámení se s 1D simulacemi a vytvoření jednoduchého modelu motoru lze považovat za splněný.

Důvod odchylky simulace od měření s výfukem podle metody Bella nebyl dosud zjištěn a bude předmětem dalšího zkoumání.

14. Návrh optimalizovaného tvaru výfuku pomocí modelu motoru v GT-Power

Pro návrh modifikovaného tvaru výfuku pomocí softwaru GT-Power byl použit model motoru uvedený v předešlé kapitole práce. Jako výchozí varianta, byl na základě výsledků reálného měření, velmi dobré shody mezi modelem a realitou a zároveň snadné výroby vybrán tvar výfuku podle Jenningse. Pro komplexnost návrhu výfuku a návaznost tvarů jednotlivých částí mezi sebou bylo upuštěno od nápadu měnit parametry výfuku ručně a sledovat trend vývoje průběhu výkonu. Pro návrh byl použit nástroj Direct optimizer v softwaru GT-Power.

14.1. Volba parametrů pro optimalizaci

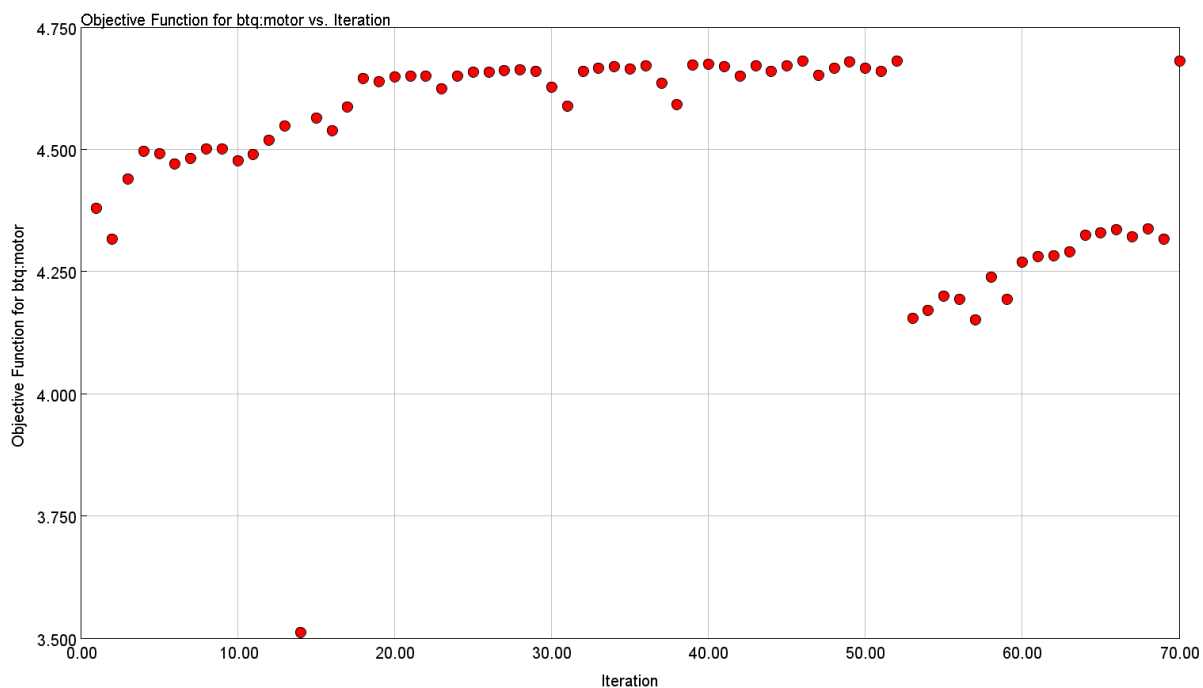
Principem tohoto nástroje je vybrání několika proměnných parametrů, jejich horních a dolních mezí a hodnoty kroku v rámci tohoto intervalu. Následně je třeba definovat, na jaké výstupní parametry je při optimalizaci kladen důraz. Nástroj Direct optimizer potom tyto proměnné parametry mění v rámci zadaného intervalu a sleduje, jak se mění hodnota parametrů vybraných jako výstupní. Proměnné parametry jsou v tomto případě jednotlivé rozměry výfuku, které byly počítány v dřívějších kapitolách. Jako výstupní parametr byl zvolen točivý moment motoru, který přímo ovlivňuje hnací sílu na kole, která nás zajímá. Nelze ovšem vybrat za cíl maximální hodnotu točivého momentu v jednom bodě spektra otáček. Velmi pravděpodobně by došlo k jejímu výraznému zvýšení na úkor průběhu výkonu. S přihlédnutím k použité převodovce na motoru a jejímu pilovému diagramu, kde nastává pokles otáček motoru o 3500 při řazení z prvního převodového stupně na druhý, respektive 2750 při řazení ze druhého na třetí, byl jako výstupní parametr vybrán průměr točivého momentu motoru v intervalu 7000 až 11 000 otáček za minutu. Tabulka níže zobrazuje parametry výfuku určené jako proměnné, včetně jejich možného intervalu a kroku.

Parametr	Počáteční hodnota	Dolní mez	Horní mez	Velikost kroku
Délka přímé části kolene (mm)	90	40	140	10
Délka difuzoru (mm)	311	261	361	10
Střední průměr výfuku (mm)	73	48	98	5
Délka střední části výfuku (mm)	139	89	189	10
Délka kužele (mm)	194	144	244	10
Průměr výletové trubičky (mm)	18	8	28	2
Délka výletové trubičky (mm)	216	166	266	10

Tab. 12. Tabulka proměnných parametrů pro optimalizaci

14.2. Průběh optimalizace

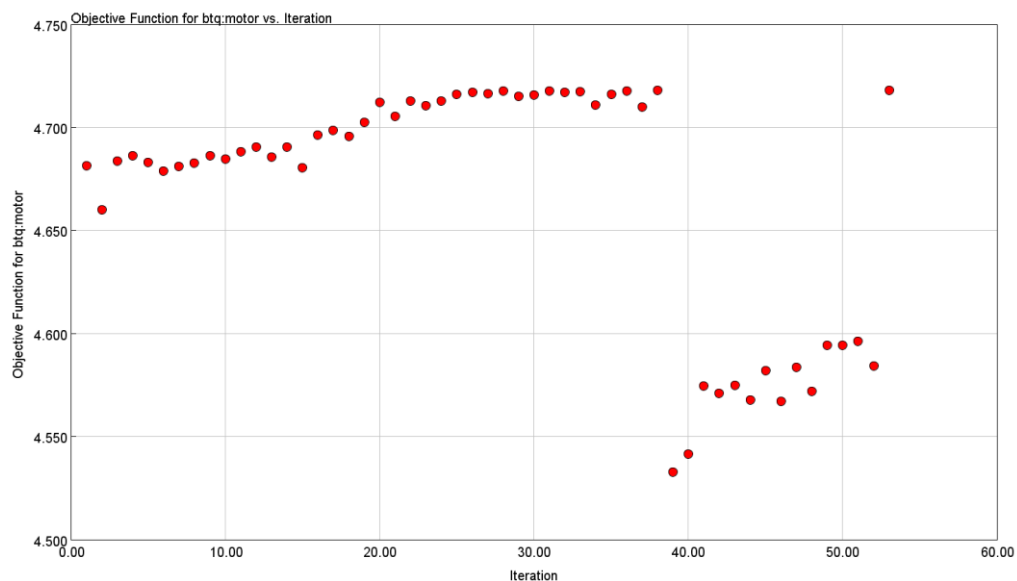
Pro prvotní simulaci byl zvolen poměrně široký interval hodnot s velkým krokem. (Tab. 12) Záměrem takto postavené optimalizace bylo určit přibližné hodnoty rozměru výfuku. Výsledkem byl nárůst průměrné hodnoty točivého momentu v zadaném spektru otáček o přibližně 7 % z hodnoty 4,38 Nm na hodnotu 4,68 Nm.



Obr. 56. Vývoj průměrné hodnoty točivého momentu motoru v závislosti na jednotlivých iteracích hrubé optimalizace

Následovala další optimalizace s jemnějším doladěním proměnných parametrů, jak je uvedeno v tabulce níže. Za počáteční hodnoty byly zvoleny zjištěné parametry z předešlé optimalizace a interval změny jednotlivých hodnot se zúžil. Stejně tak se zmenšil krok změny parametru

Parametr	Počáteční hodnota	Dolní mez	Horní mez	Velikost kroku
Délka přímé části kolene (mm)	129,6	109,6	149,6	4
Délka difuzoru (mm)	298,9	278,9	318,9	4
Střední průměr výfuku (mm)	71,5	61,5	81,5	2
Délka střední části výfuku (mm)	138,7	118,7	158,7	4
Délka kužele (mm)	244	224	264	4
Průměr výletové trubičky (mm)	13	11	15	0,4
Délka výletové trubičky (mm)	266	246	286	4

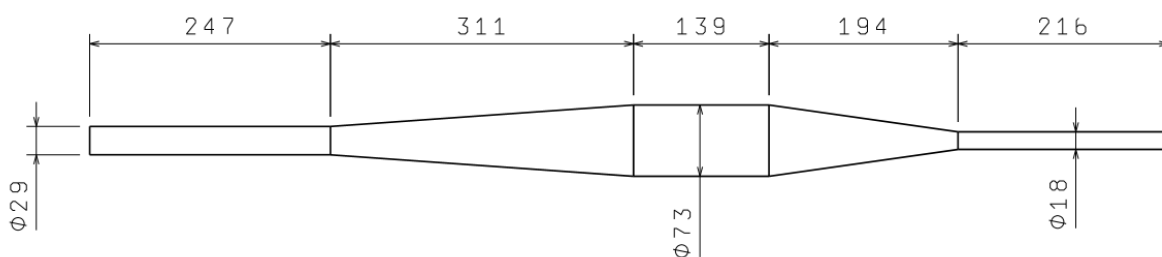


Obr. 57. Vývoj průměrné hodnoty točivého momentu motoru v závislosti na jednotlivých iteracích jenné optimalizace

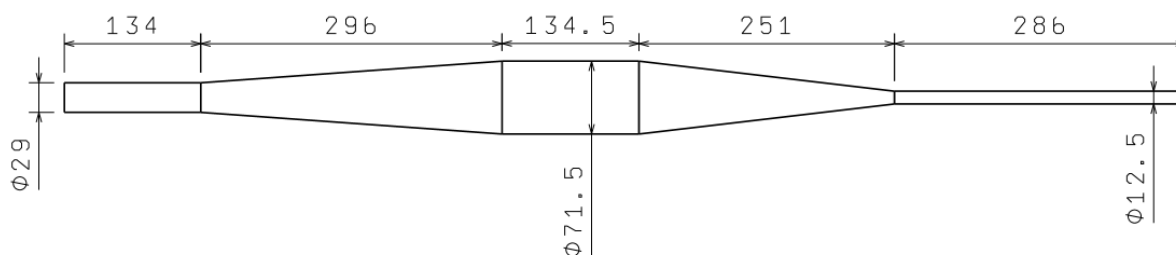
Následná jennější optimalizace dokázala průměrnou hodnotu točivého momentu zvýšit o dalšího 0,5 % na konečnou hodnotu 4,71 Nm. Tato změna už je ovšem tak malá, že stojí za zvážení smysl této druhé optimalizace vzhledem k časové náročnosti.

14.3. Výsledky optimalizace

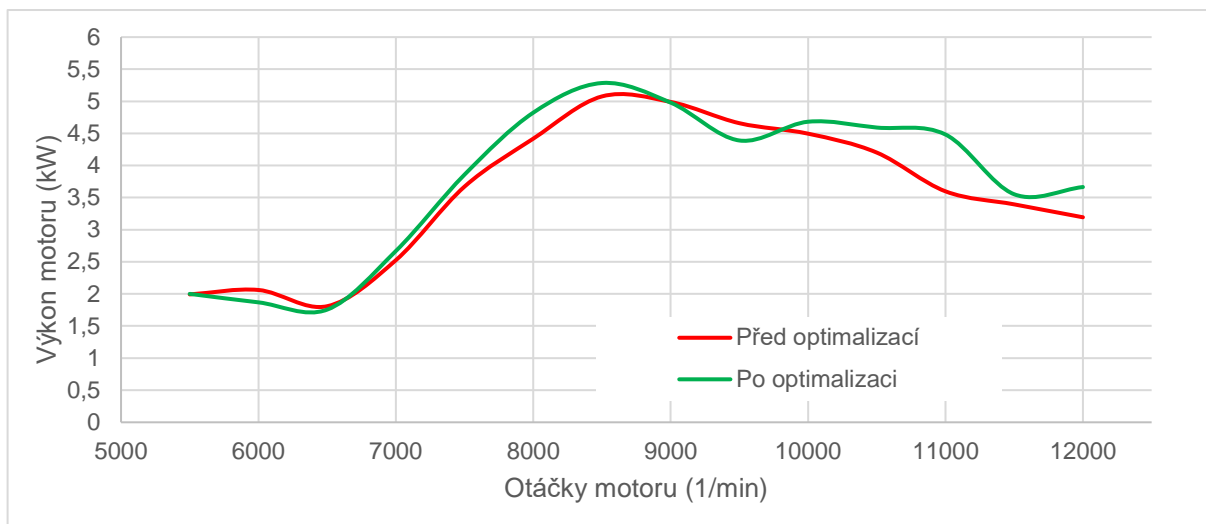
Výsledkem optimalizace je modifikovaný tvar výfuku, který dle modelu motoru v GT-Power nejlépe vyhovuje zadaným podmínkám, což byla v tomto případě průměrná hodnota točivého momentu v intervalu 7000-9000 otáček za minutu. Tento interval by měl pokrýt pokles otáček motoru při přeražení mezi jednotlivými převodovými stupni.



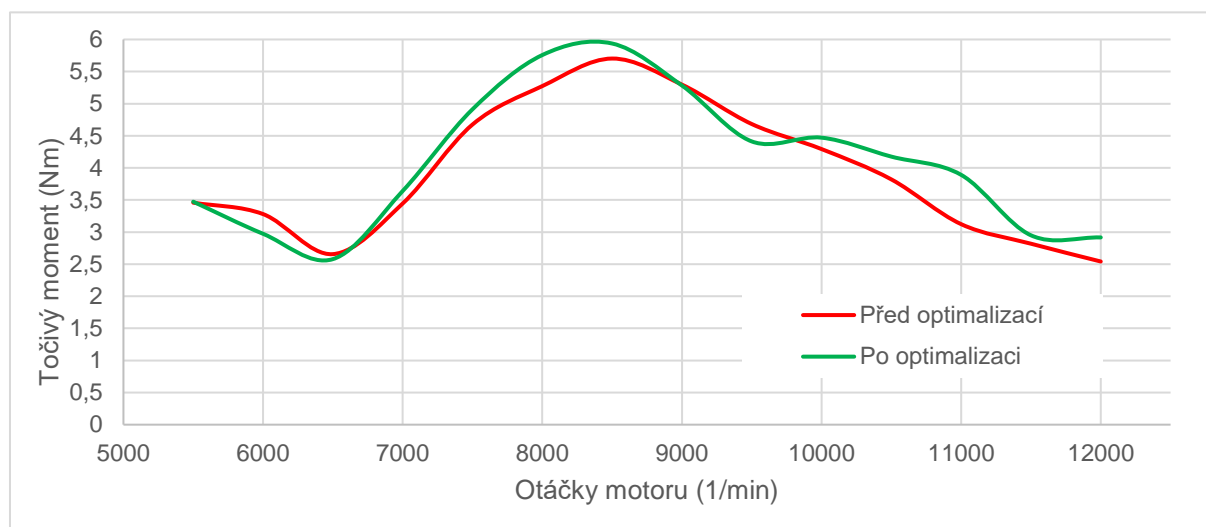
Obr. 58. Původní tvar výfuku podle Jenningse



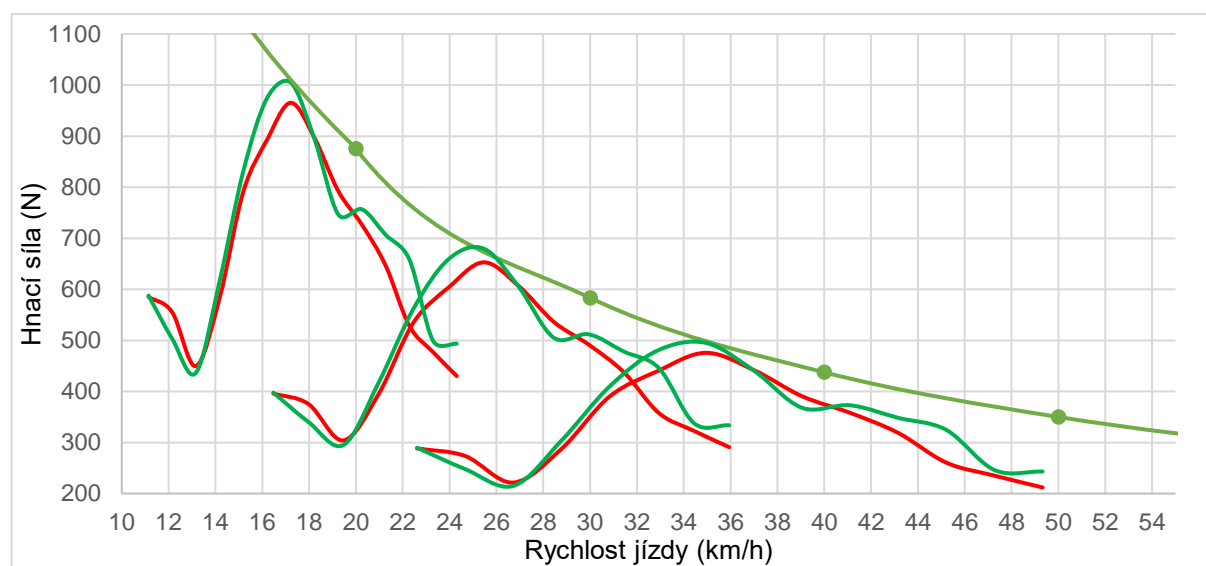
Obr. 59. Optimalizovaný tvar výfuku podle Jenningse



Graf 17. Srovnání průběhů výkonu motoru s výfukem podle Jenningse před a po optimalizaci



Graf 18. Srovnání průběhů točivého momentu motoru s výfukem podle Jenningse před a po optimalizaci



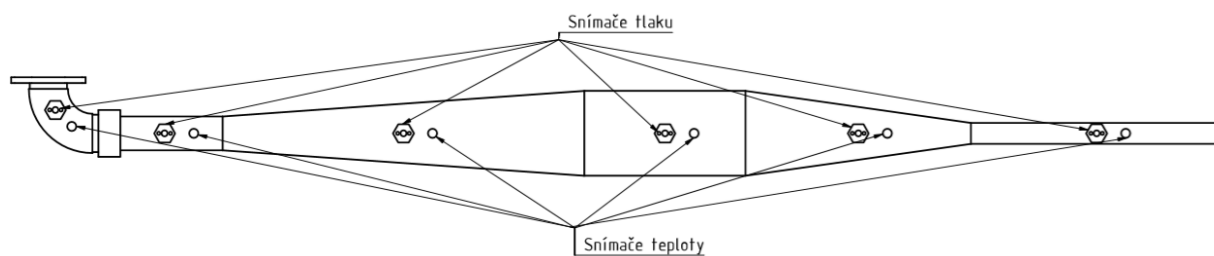
Graf 19. Srovnání hnací síly s výfukem podle Jenningse před optimalizací (červená) a po optimalizací (žlutá)

Výsledkem optimalizace je modifikovaný tvar výfuku, kterým byl získán nárůst průměru točivého momentu v intervalu otáček 7000 až 11000 tisíc otáček o 7,5 % na konečnou hodnotu 4,71 Nm. Z grafu průběhu momentu v závislosti na otáčkách je patrný nárůst točivého momentu především v oblastech okolo hodnoty 8000 otáček a 11 000 otáček, což jsou hodnoty na začátku a konci využívaného pásma otáček. S tím koresponduje graf hnací síly, který díky této skutečnosti vykazuje vyšší hnací sílu při řazení přibližně o 50 N v obou případech. Toto bylo získáno na úkor průběhu točivého momentu, kdy po překročení 9000 otáček nastává lehký pokles hodnoty točivého momentu až pod původní hodnoty. Ještě před hranicí 10000 už ale hodnota točivého momentu opět výrazně stoupá nad původní hodnoty. Vzhledem k poloze tohoto propadu ve středu používaných otáček, kdy je hodnota točivého momentu ještě poměrně vysoká, lze tento propad akceptovat a dle grafu hnací síly se optimalizovaná varianta jeví jako lepší. Tuto skutečnost by ovšem bylo třeba ověřit jednak reálným měřením výkonu motoru a zároveň i na reálné trati.

15. Měření vlastností výfuku

Pro další kalibraci modelu je třeba spousta parametrů motoru, které během této práce nebyly zjištěny. Mezi ty základní patří například průběh tlaku ve válci motoru, průběh tlaku v prostoru klikové skříně, průběh tlaku a teploty v sání motoru a průběh tlaku a teploty ve výfuku motoru. Srovnáním dat reálného motoru a dat získaných během simulace by bylo možné dále optimalizovat nastavení modelu tak, aby se ještě více blížil realitě. Jediná možnost, jak tyto data reálného motoru získat je experimentálním měřením přímo na běžícím motoru.

V případě detailního zkoumání parametrů výfuku motoru, se nabízí měření průběhu tlaku i teploty i v jednotlivých částech výfuku. Díky těmto údajům je možné určit tlakové ztráty v průběhu délky výfuku. Zjištěním reálných teplot ve výfuku je pak možné kalibrovat rychlost zvuku uvnitř expanzní komory a tím pádem i rychlost tlakové vlny.



Obr. 60. Schéma rozložení snímačů teploty a tlaku na výfuku

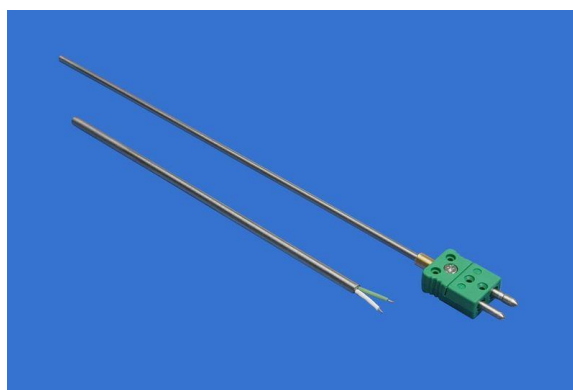
Pro správnou volbu měřících snímačů je třeba znát přibližné hodnoty měřených veličin. Ty byly získány ze simulací provedených na modelu motoru. Lze totiž usuzovat, že obě varianty hodnot se budou vzhledem k částečně kalibrovanému modelu motoru řádově rovnat.

	Maximální dosažený tlak (bar)	Maximální dosažená teplota (°C)
Koleno výfuku	1,75	630
Přímá část kolena výfuku	1,75	630
Difuzor výfuku	1,42	580
Střední část výfuku	1,27	560
Kužel výfuku	1,5	550
Výletová trubička	1,8	540

Tab. 13. Tabulka tlaků a teplot jednotlivých částí výfuku zjištěných simulací

15.1. Snímače teploty

Pro měření teplot ve výfukovém potrubí se jeví jako vhodné termoelektrické snímače neboli termočlánky. Omezením při výběru přesného typu termočlánku je maximální teplota, kterou budeme měřit. Zjištěnému intervalu teplot vyhovuje termočlánek typu „J“ (Fe-CuNi), s rozsahem teplot měření -200 až +800 °C. Tento článek by měl i s rezervou pro nepřesnosti zjištěných teplot ze simulace měření zvládnout. Vedle termočlánku typu „J“ je možnost použít rovněž typ „K“. Ten svým rozsahem měřitelných teplot -200 až +1200 °C představuje větší teplotní rezervu. Zároveň má ale kvůli většímu rozsahu měřitelných teplot nižší citlivost, což by vneslo do měření zbytečně větší nepřesnost.



Obr. 61. Termočlánek typu „J“ výrobce Mavis [26]

15.2. Snímače tlaku

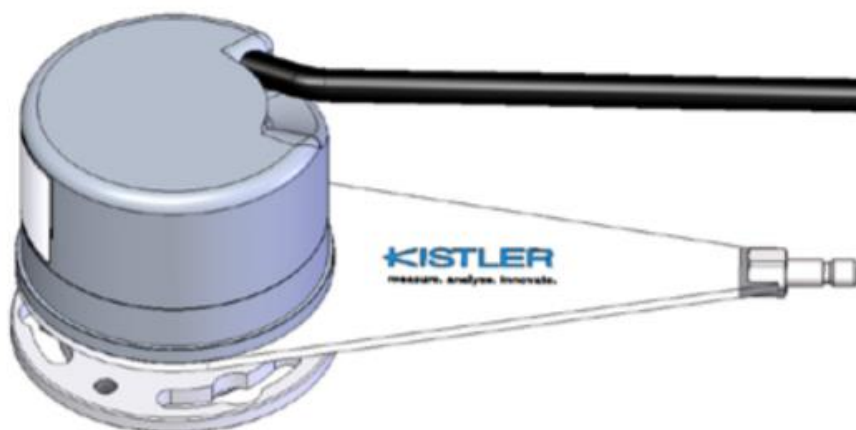
V případě výběru snímačů tlaku, představuje kromě hodnoty snímaného tlaku omezení rovněž vysoká teplota měřicího prostředí společně s vysokými otáčkami motoru a tím pádem potřebou vysoké zaznamenávací frekvence. Tyto podmínky splňuje vodou chlazený snímač Kistler 4049A. Teplotní rozsah snímače činí 0 až 1100 °C a tlakový rozsah 0 až 5 barů.



Obr. 62. Snímač Kistler 4049A pro snímání průběhu tlaku ve výfuku [27]

15.3. Snímač natočení klikového hřídele

Pro výběr snímače natočení klikového hřídele je omezující hodnota maximálních otáček motoru, která se pohybuje okolo hranice 12000 ot/min. Tuto hodnotu splňuje snímač Kistler 2614CK. Hodnota maximálních otáček tohoto snímače je právě 12000 ot/min a rozlišovací schopnost $0,5^\circ$ natočení klikového hřídele. Snímač se připojuje na volný konec klikového hřídele pomocí tří šroubů. Upevnění na upravený motor Jawa 50 je tedy možné pomocí příruby ze strany zapalování motoru.



Obr. 63. Snímač natočení klikového hřídele Kistler 2614CK [28]

Takto sestavená měřící aparatura mi měla zajistit další množství údajů, které by pomohly v další kalibraci modelu tím pádem dosažení přesnějších údajů během simulací. Měření tohoto rozsahu nebylo fyzicky provedeno, neboť by dle mého názoru přesáhlo rozsah bakalářské práce.

16. Závěr

Tato bakalářská práce popisuje návrh výfuku pro upravený dvoudobý motor motocyklu Jawa 23, se kterým se účastní terénních závodů.

V první části práce je popsán princip funkce dvoudobých motorů, princip funkce výfuku dvoudobých motorů a popsána historie a vývoj výfuku až do dnešní doby a podoby.

Ve druhé části následuje popis a přiblížení historie závodů motocyklů Jawa 50 se zaměřením na terénní závody. Jsou zmíněny významné osoby angažované v závodech těchto motocyklů a zásadní konstrukční úpravy používané dříve a dnes.

Ve třetí části jsou popsány možnosti úprav motoru pro terénní závody v návaznosti na pravidla soutěží. Vzhledem k absenci jednotné organizace závodů je brán v potaz rozdíl mezi pravidly jednotlivých soutěží a soupis pravidel je sestaven tak aby vyhověl skupině závodů konajících se v okolí mého bydliště.

Ve čtvrté části práce jsou popsány již provedené úpravy na motoru s detailním popisem a definováním parametrů, které mají přímý vliv na výfuk motoru. Jsou tak definovány průtočné plochy kanálů, časování rozvodu válce, kompresní poměr, pilový diagram převodovky. U každé z těchto úprav je zdůrazněn její význam.

Pátá část práce se zabývá návrhem tvarů výfuků. Nejprve jsou, s ohledem na povahu používání motoru, stanoveny základní požadavky na výfuk z hlediska výkonu ale i výroby. Následuje detailní popis výpočtu tvaru výfuků podle tří dostupných variant. Jenningse, Bella a Blaira. Pro každou z variant je detailně popsán postup výpočtu s vysvětlením proměnných vstupujících do výpočtu a vysvětlením vlivu každého rozměru na funkci výfuku. Výsledkem těchto výpočtů jsou přesné rozměry tří návrhových variant výfuku.

V šesté části je popsána výroba výfuků od 3D modelu každé varianty přes tvorbu podkladů pro řezání polotovarů až po finální zakružení výpalků a svaření výfuků.

Sedmá část popisuje průběh měření výkonových parametrů motoru Jawa 50 s každou z jednotlivých variant výfuků spočítaných v předešlých kapitolách. Jsou změřeny průběhy výkonu a točivého momentu motoru, které jsou následně porovnány mezi sebou a zhodnocena jejich vhodnost pro použití na motoru. Z naměřených hodnot je díky znalosti pilového diagramu převodovky sestrojen průběh hnací síly motoru, který rovněž poslouží jako hodnotící kritérium.

V osmé kapitole je popsána tvorba zjednodušeného 1D simulačního modelu motoru Jawa 50 s popisem zadávaných parametrů a použitých úvah. Je popsán systém tvorby modelu a jeho následná kalibrace tak, aby co možná nejlépe odpovídal realitě. Jsou provedeny srovnání reálně naměřených dat s těmi simulovanými a demonstrována funkce simulací.

V deváté kapitole je prostřednictvím sestaveného 1D simulačního modelu provedena optimalizace nejlepší z variant výfuků vypočtených v rámci práce. Je popsán systém funkce Direct optimizer nástroje a na základě údajů převodů motoru a požadavků na výkon provedena optimalizace za účelem zlepšení výkonů motoru. Výsledkem simulace je nárůst průměrného točivého momentu motoru v oblasti pracovních otáček o 7 %.

Závěrečná kapitola se zabývá možností další kalibrace modelu motoru prostřednictvím měření reálných hodnot tlaku a teploty v jednotlivých částech výfuku.

Cílem práce bylo se seznámit s problematikou výfuků dvoudobých motorů, provést výpočet tvaru výfuků pomocí tří nejběžnějších metod výpočtu a ty následně mezi sebou porovnat reálným měřením. Tento cíl byl splněn a jak se ukázalo, návrh výpočtu výfuku je složitý proces, který se teoreticky jeví

jednoduše ale skýtá spoustu úskalí. Problematika 1D modelů je na zadání bakalářské práce obsáhlé téma. Výše uvedený model je tedy jen hrubým přiblížením reality a vzhledem k mému zájmu se dvoudobými motory dále zabývat, bych rád pokračoval v jeho kalibraci během dalšího studia. Zároveň věřím, že takto zpracovaná práce by mohla posloužit jako podrobný návod pro návrh výfuku závodního motoru Jawa 50.

17. Zdroje

- [1.] BLAIR, Gordon P. Design and simulation of two-stroke engines. Warrendale, PA: Society of Automotive Engineers, c1996, ISBN 1-56091-685-0.
- [2.] RAUSCHER, J. Spalovací motory, Studijní opory. VUT Brno.
- [3.] BELL, A. G. Two-stroke performance tuning, Haynes Publishing, ISBN 1-85960-619-3
- [4.] WALKER, M. German racing motorcycles, Redline Books, 1999, ISBN 0-9531311-2-2
- [5.] JENNINGS, Gordon. Two-stroke tuner's handbook. Tucson, AZ: HP Books, 1986c1973, ISBN 09-126-5641-7.
- [6.] HUSÁK, P.: Upravujeme motocykl pro závod. Praha: SNTL, 1974. Knižnice motoristy
- [7.] Stránky věnované malým motocyklům JAWA 50 Pionýr [online]. [cit. 2019-06-22]. Dostupné z: <http://www.jawa-50.cz/>
- [8.] Stránky věnované závodům motocyklů JAWA 50 Pionýr [online]. [cit. 2019-06-22]. Dostupné z: <http://www.jawa50zavody.wz.cz/>
- [9.] STEJSKAL, M. Zvýšení výkonových parametrů zážehového jednoválcového dvoudobého motoru. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2012. Vedoucí diplomové práce Ing. David Svída, Ph.D.
- [10.] BLAIR, Gordon P. The basic design of two-stroke engines. Warrendale, PA: Society of Automotive Engineers, c1990. ISBN 1560910089.
- [11.] Gamma Technologies. GT-SUITE Engine Performance Application Manual [počítačový program]. In: Westmont, 2016 [cit. 2019-05-18].
- [12.] Opluštil, V. Dvoudobé motory závodních motocyklů kategorie GP. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2010. Vedoucí bakalářské práce Ing. Lubomír Drápal
- [13.] Obrázek č.7 [online]. [cit. 2019-06-18]. Dostupné z: <https://www.yamahapart.com/yamahapowervalvesystemypvs>
- [14.] Obrázek č.8 [online]. [cit. 2019-06-16]. Dostupné z: <http://www.scalviniracing.com/media/prodotti/zoom/KTM%20125%20025.jpg>
- [15.] Obrázek č.9 [online]. [cit. 2019-06-16]. Dostupné z: <https://www.ktm-parts.com/50505907001.html>
- [16.] Obrázek č.10 [online]. [cit. 2019-06-16]. Dostupné z: <https://www.iamekarting.com/portfolio-item/screamer-3-kzkz2/>
- [17.] Obrázek č.11 [online]. [cit. 2019-06-16]. Dostupné z: <https://www.lv-dily.cz/Kompletni-vyfuks-Husqvarna-36-41-136-141-137-142-d167.htm>

- [18.] Obrázek č.12 [online]. [cit. 2019-06-16]. Dostupné z: https://jawa50zavody.rajce.idnes.cz/Dobove_upravy_pionyru/#d-026.jpg
- [19.] Obrázek č.13 [online]. [cit. 2019-06-16]. Dostupné z: <https://www.facebook.com/kulimoto/photos/a.1012218512153051/1875184915856402/?type=3&theater>
- [20.] WOHLMUTH, Jiří. Jawa 50 Pionýr: historie, vývoj, technika, sport. 2., rozš. vyd. Praha: Grada, 2015. Retro (Grada). ISBN 978-80-247-5493-2.
- [21.] Obrázek č.17 [online]. [cit. 2019-06-14]. Dostupné z: <http://jawa50speed.wz.cz/hu.html>
- [22.] Obrázek č.18 [online]. [cit. 2019-06-14]. Dostupné z: <http://shop.jawacz-dily.cz/jawa-c788/ojnicni-sada-ckr-jawa-pionyr-i2431/>
- [23.] Obrázek č.19 [online]. [cit. 2019-06-14]. Dostupné z: http://www.fichtl-endero.cz/prodej/prevodovky/prevodovka_006.jpg
- [24.] Obrázek č.21 [online]. [cit. 2019-06-14]. Dostupné z: <https://www.dellorto.co.uk/wp-content/uploads/2015/05/R2671.jpg>
- [25.] Obrázek č.23 [online]. [cit. 2019-06-14]. Dostupné z: <https://pylignitions.com/shop-us/product/selettra-ignition-for-ktm-sx-50-coil-stator-with-longhole-rotor-36-mm-r2904/>
- [26.] Obrázek č.58 [online]. [cit. 2019-06-29]. Dostupné z: <http://www.mavis.cz/produkty/termoclanek-plastovy-bez-s-konektorem-mtc-10>
- [27.] Obrázek č.59[online]. [cit. 2019-06-29]. Dostupné z: <https://www.kistler.com/en/product/type-4049b/>
- [28.] Obrázek č.60 [online]. [cit. 2019-06-29]. Dostupné z: <https://www.kistler.com/?type=669&fid=86180&model=document>

18. Seznam použitých veličin

a_0	m/s	rychlost zvuku ve výfukovém potrubí podle Blaira
C_{Wj}	m/s	rychlost tlakové vlny podle Jenningse
D_{4B}	mm	průměr výletové trubičky podle Bella
D_1	mm	průměr kolene výfuku
D_{1Bl}	mm	průměr kolene výfuku podle Blaira
D_{2B}	mm	průměr kolene výfuku při vyústění do difuzoru podle Bella
D_{2Bl}	mm	průměr kužele výfuku při vyústění do difuzoru podle Blaira
D_{2j}	mm	průměr střední části výfuku podle Jenningse
D_{3B}	mm	průměr střední části výfuku podle Bella
D_{3Bl}	mm	průměr střední části výfuku podle Blaira
D_{3j}	mm	průměr výletové trubičky dle Jenningse
D_{4Bl}	mm	průměr výletové trubičky výfuku podle Blaira
D_d	mm	dynamický průměr kola
d_{EXD}	mm	efektivní průměr výfuku podle Blaira
E_o	°	úhel otevření výfukového kanálu
\dot{i}_c	-	celkový převodový poměr převodového ústrojí motocyklu
K_0	-	konstanta pro výpočet průměrů výfuku podle Blaira 1
K_1	-	konstanta pro výpočet průměrů výfuku podle Blaira 2
K_2	-	konstanta pro výpočet průměrů výfuku podle Blaira 3
K_{BL1}	-	koeficient délky kolene výfuku podle Bella
k_{kj}	-	koeficient pro výpočet délky kolene podle Jenningse
k_{vj}	-	koeficient průměru výletové trubičky podle Jenningse
L_{2B}	mm	Délka difuzoru výfuku podle Bella
L_{4B}	mm	délka výletové trubičky podle Bella
L_{5B}	mm	skutečná délka kužele výfuku podle Bella
L_{6B}	mm	délka střední části výfuku podle Bella
L_{tBl}	mm	laděná délka výfuku podle Blaira
L_{tj}	mm	Laděná délka výfuku podle Jenningse
L_{1B}	mm	délka kolene výfuku podle Bella
L_{1Bskut}	mm	skutečná délka přímé části kolene podle Bella
L_{1j}	mm	délka kolene podle Jenningse
L_{2j}	mm	délka difuzoru výfuku podle Jenningse
L_{3B}	mm	teoretická délka kužele výfuku podle Bella
L_{3j}	mm	délka střední části výfuku podle Jenningse
L_{4j}	mm	skutečná délka kužele dle Jenningse
L_{5j}	mm	délka výletové trubičky dle Jenningse
L_{6j}	mm	teoretická délka kužele podle Jenningse
L_{7j}	mm	délka výfuku od hrany pístu po kužel dle Jenningse
L_{Bl01}	mm	délka přímé části kolene výfuku podle Blaira
L_{Bl02}	mm	délka kuželové části kolene výfuku podle Blaira
L_{Bl03}	mm	délka difuzoru výfuku podle Blaira
L_{Bl04}	mm	délka střední části výfuku podle Blaira
L_{Bl05}	mm	délka kužele výfuku podle Blaira
L_{Bl06}	mm	délka výletové trubičky výfuku podle Blaira
L_{tB}	mm	laděná délka výfuku podle Bella
M_t	Nm	točivý moment motoru
M_{tmax}	Nm	maximální točivý moment motoru
n	ot/min	otáčky motoru
n_{max}	ot/min	Maximální přípustné otáčky motoru
n_c	-	počet otáček motoru na 1 pracovní cyklus
n_p	ot/min	pracovní otáčky motoru
P	kW	výkon motoru
p_{BME}	bar	střední efektivní tlak motoru podle Blaira
p_{me}	Mpa	střední efektivní tlak
P_{max}	kW	maximální výkon motoru
P_{pr}	kW	predikovaný výkon motoru
S_e	mm ²	plocha plně otevřeného výfukového kanálu
T_k	K	průměrná teplota výfuku podle Blaira
v	km/h	rychlost motocyklu
$v_{stř}$	m/s	střední pístová rychlost
$v_{stř-max}$	m/s	Maximální přípustná střední pístová rychlost
V_z	dm ³	zdvihový objem
Z	mm	zdvih motoru
α_B	°	vrcholový úhel kuželového kolene podle Bella
α_j	°	úhel rozevření difuzoru podle Jenningse
β_B	°	vrcholový úhel difuzoru podle Bella
β_j	°	úhel rozevření kužele podle Jenningse
γ_B	°	vrcholový úhel kužele výfuku podle Bella

19. Seznam obrázků, grafů, tabulek

Obr. 1.	Znázornění symetrického rozvodu motoru [2]	9
Obr. 2.	Schématické zobrazení sání dvoudobého motoru, řízeného rotačním šoupátkem [3].....	10
Obr. 3.	Princip funkce jazýčkového ventilu [12].....	10
Obr. 4.	Schématické zobrazení pracovního oběhu dvoudobého motoru [2].....	11
Obr. 5.	Schématické zobrazení využití zpětné tlakové vlny ve výfuku dvoudobého motoru [5]..	13
Obr. 6.	Znázornění typického průběhu tlaku ve výfukovém kanálu dvoudobého motoru s laděný výfukovým potrubím [9]	13
Obr. 7.	System proměnného časování výfukového kanálu YPVS od výrobce Yamaha [13].....	14
Obr. 8.	Výfuk Scalvini pro motocykl KTM sx125, vyroben z plechových výlisků a zakružených komolých kuželů [14].....	15
Obr. 9.	Výfuk FMF pro motocykl KTM sx125, vyrobený z plechových výlisků [15]	16
Obr. 10.	Výfuk IAME pro motokárový motor 125cm ³ kategorie KZ, vyrobený ze zakružených komolých kuželů [16].....	16
Obr. 11.	Výfuk motorové pily Husqvarna [17]	17
Obr. 12.	Pohled na dobovou terénní úpravu stroje Jawa 50 [18].....	18
Obr. 13.	Pohled na současnou terénní úpravu stroje Jawa 50 Kurta Lindnera [19]	19
Obr. 14.	Rozvin vnitřní plochy vložky válce.....	22
Obr. 15.	Hotová úprava válce motoru	22
Obr. 16.	Rozvodový diagram upraveného válce motoru	22
Obr. 17.	Originální hlava válce, upravená pro zvětšení kompresního poměru [21]	23
Obr. 18.	Ojnice CKR [22].....	24
Obr. 19.	Závodní převodovka [23]	24
Obr. 20.	Pohled na upravený primární převod motoru Jawa 50	25
Obr. 21.	Karburátor DellOrto PHBG21 [24]	26
Obr. 22.	Graf závislosti velikosti karburátoru na objemu motoru a maximálním výkonu [9].....	26
Obr. 23.	Zapalování Selettra pro motocykl KTM sx50 [25]	27
Obr. 24.	Schématické zobrazení výfuku podle Jenningse	30
Obr. 25.	Vliv úhlu difuzoru na průběh tlaku ve výfuku [5].....	32
Obr. 26.	vliv úhlu kužele na průběh výkonu motoru [5]	33
Obr. 27.	Schématický náčrt výfuku podle Jenningse	36
Obr. 28.	Schématické zobrazení výfuku podle Bella.....	36
Obr. 29.	Tabulka koeficientů pro výpočet délky kolene výfuku podle Bella [3]	37
Obr. 30.	Tabulka doporučených úhlů difuzoru [3]	39
Obr. 31.	Tabulka doporučených hodnot kužele podle Bella [3].....	40
Obr. 32.	Tabulka doporučených délek a průměrů výletové trubičky [3].....	40
Obr. 33.	Schématický náčrt výfuku podle Bella	41
Obr. 34.	Schématický náčrt výfuku podle blaira.....	42
Obr. 35.	Schématický náčrt výfuku podle Blaira	47
Obr. 36.	Model výfuku podle Jenningse.....	48

Obr. 37.	Model výfuku podle Bella	48
Obr. 38.	Model výfuku podle Blaira.....	48
Obr. 39.	Difuzor výfuku podle Jenningse.....	49
Obr. 40.	Rozvin difuzoru výfuku podle Jenningse	49
Obr. 41.	Výkres DXF pro řezání polotovarů výfuků laserovým paprskem.....	50
Obr. 42.	Vyřezané rozviny částí výfuků	50
Obr. 43.	Zakružené profily připravené ke svařování	51
Obr. 44.	Hotové varianty výfuků	51
Obr. 45.	Pohled na motocykl připevněný na válcovém dynamometru.....	53
Obr. 46.	Pracoviště válcového dynamometru.....	53
Obr. 47.	Ukázkový model tříválcového dvoudobého motoru v programu GT-Power	61
Obr. 48.	Schématické rozložení modelu motoru Jawa 50 v GT-Power.....	62
Obr. 49.	Zjednodušený sací trakt motoru	62
Obr. 50.	Průběh průtočné plochy výfukového kanálu zadán v softwaru GT-Power	64
Obr. 51.	Detail zapojení vstřikovače do sání motoru se zvýrazněným prostorem měření průtoku nasávaného vzduchu (červený kroužek).....	64
Obr. 52.	Graf zobrazující obvyklý tvar vyplachovací křivky (plná čára), ideální stav z hlediska mísení (čárkovaná přímková přímka přes úhlopříčku grafu) a ideální vyplachovací křivku (čárkovaná vodorovná v horní části grafu) [11].....	65
Obr. 53.	Tvar vyplachovací křivky použitý v modelu.....	65
Obr. 54.	Schématické zobrazení modelu výfuku.....	66
Obr. 55.	Nastavení simulace modelu.....	66
Obr. 56.	Vývoj průměrné hodnoty točivého momentu motoru v závislosti na jednotlivých iteracích hrubé optimalizace.....	71
Obr. 57.	Vývoj průměrné hodnoty točivého momentu motoru v závislosti na jednotlivých iteracích jemné optimalizace.....	72
Obr. 58.	Původní tvar výfuku podle Jenningse.....	72
Obr. 59.	Optimalizovaný tvar výfuku podle Jenningse	72
Obr. 60.	Schéma rozložení snímačů teploty a tlaku na výfuku	74
Obr. 61.	Termočlánek typu „J“ výrobce Mavis [26]	75
Obr. 62.	Snímač Kistler 4049A pro snímání průběhu tlaku ve výfuku [27].....	76
Obr. 63.	Snímač natočení klikového hřídele Kistler 2614CK [28]	76

Tab. 1.	Porovnání průtočných ploch kanálů sériového a upraveného válce	21
Tab. 2.	Základní parametry motoru pro výpočty	30
Tab. 3.	Přibližné hodnoty úhlů difuzoru podle Jenningse [5].....	32
Tab. 4.	Tabulka rozměrů výfuku podle Jenningse	36
Tab. 5.	Tabulka rozměrů výfuku podle Bella	41
Tab. 6.	Tabulka rozměrů výfuku podle Blaira.....	47
Tab. 7.	Tabulka srovnání výkonových parametrů pro jednotlivé varianty výfuku.....	58
Tab. 8.	Tabulka srovnání otáček pro maxima výkonu a točivého momentu s laděnými délkami výfuků.....	59
Tab. 9.	Tabulka hodnot hnací síly při přeřazení	60
Tab. 10.	Tabulka rozměrů sání motoru.....	62
Tab. 11.	Tabulka údajů motoru pro válcovou jednotku.....	63
Tab. 12.	Tabulka proměnných parametrů pro optimalizaci	70
Tab. 13.	Tabulka tlaků a teplot jednotlivých částí výfuku zjištěných simulací	75
Graf 1.	Závislost průtočné ploch kanálů na natočení klikového hřídele.....	23
Graf 2.	Porovnání rozložení převodových stupňů sériové a závodní převodovky	25
Graf 3.	Průběh výkonu motoru s jednou z variant výfuků.....	52
Graf 4.	Srovnání 2 měření pro stejnou variantu výfuku	55
Graf 5.	Průběh výkonu a točivého momentu motoru s výfukem podle Jenningse	56
Graf 6.	Průběh výkonu a točivého momentu motoru s výfukem podle Bella.....	56
Graf 7.	Průběh výkonu a točivého momentu motoru s výfukem podle Blaira	57
Graf 8.	Srovnání průběhů výkonu motoru s jednotlivými variantami výfuku.....	58
Graf 9.	Srovnání průběhu točivého momentu motoru s jednotlivými variantami výfuku	58
Graf 10.	Graf porovnání závislosti hnací síly na kole motocyklu s jednotlivými variantami výfuku podle Jenningse (modrá), Bella (červená) a Blaira (zelená).....	59
Graf 11.	Graf zobrazující zjištěné průběhy průtočných ploch kanálů v závislosti na natočení klikového hřídele	64
Graf 12.	Porovnání výsledků simulace s reálně naměřenými hodnotami	67
Graf 13.	Porovnání modifikované vyplachovací křivky (modrá) s křivkou původní (červená).....	67
Graf 14.	Porovnání výsledků kalibrované simulace s reálně naměřenými hodnotami, výfuk podle Jenningse	68
Graf 15.	Porovnání výsledků kalibrované simulace s reálně naměřenými hodnotami, výfuk podle Bella.....	68
Graf 16.	Porovnání výsledků kalibrované simulace s reálně naměřenými hodnotami, výfuk podle Blaira	69
Graf 17.	Srovnání průběhů výkonu motoru s výfukem podle Jenningse před a po optimalizaci	73
Graf 18.	Srovnání průběhů točivého momentu motoru s výfukem podle Jenningse před a po optimalizaci	73
Graf 19.	Srovnání hnací síly s výfukem podle Jenningse před optimalizací (červená) a po optimalizací (žlutá).....	73

20. Přílohy

- [1.] Výpočtová tabulka výfuků
- [2.] Zpracovaná data měření výfuků
- [3.] Kalibrovaný model motoru v GT-Power
- [4.] Výrobní dokumentace optimalizovaného výfuku